



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química

JULIO CESAR ZANCHET PIAIA

SECAGEM DA LINGUIÇA CALABRESA:
EXPERIMENTAÇÃO E MODELAGEM 3D APLICADAS A
FORNOS INDUSTRIAIS

Florianópolis
2009

JULIO CESAR ZANCHET PIAIA

**SECAGEM DA LINGUIÇA CALABRESA:
EXPERIMENTAÇÃO E MODELAGEM 3D APLICADAS A
FORNOS INDUSTRIAIS**

Tese de doutorado submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química da Universidade Federal de Santa Catarina como requisito para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Química.

Orientador:

Prof. Dr. Marinho Bastos Quadri

Co-orientador:

Prof. Dr. Ariovaldo Bolzan

**Florianópolis
2009**

Catálogo na fonte pela Biblioteca Universitária da
Universidade Federal de Santa Catarina

Folha de aprovação

*Aos meus pais e irmãos,
pelo apoio constante em todos os sentidos*

AGRADECIMENTOS

Ao programa de Pós-Graduação de Engenharia Química da Universidade Federal de Santa Catarina, seus professores e funcionários;

Ao Professor Dr. Marinho Bastos Quadri pela orientação, pelos conhecimentos transmitidos e pela amizade;

Ao Co-orientador, Professor Dr. Ariovaldo Bolzan pela amizade e pelo acompanhamento competente;

Aos amigos e colegas de Laboratório de Controle de Processos (LCP), em especial ao Carlos (Caio) pela contribuição no desenvolvimento deste trabalho;

Aos meus pais, Hélio e Roseli e meus irmãos, Cezar Augusto e Maria Isabel, que acreditaram em meus sonhos e providenciaram tudo para a realização deles;

A Giselly meu amor, agradeço por você existir;

A Finep, pela oportunidade da realização deste trabalho;

E acima de tudo a Jesus Cristo, porque a ele nenhuma coisa é impossível.

PIAIA, Julio Cesar Zanchet. **Secagem da linguiça calabresa**: experimentação e modelagem 3D aplicadas a fornos industriais. 2009. 127f. Tese (Doutorado em Engenharia Química) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química da Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2009.

RESUMO

Esta investigação científica tem por objetivo o desenvolvimento de uma metodologia computacional capaz de simular e diagnosticar os perfis de temperatura e umidade em regime transiente durante a secagem de um produto cárneo. As simulações tridimensionais desenvolvidas envolveram as equações de transporte: conservação da massa, quantidade de movimento e transferência de energia. Este trabalho está dividido em três etapas: na primeira etapa simulações numéricas utilizando fluidodinâmica computacional (CFD) foram realizadas para prever as transferências de calor e massa durante o processo de secagem da linguiça calabresa em secador tipo túnel. Calcularam-se os coeficientes convectivos superficiais de transferência de calor e massa para a linguiça calabresa. O modelo permitiu prever as distribuições de temperatura e umidade no produto, e os resultados obtidos estavam de acordo com dados experimentais. A segunda etapa objetivou a predição do fluxo tridimensional isotérmico do ar em um forno industrial piloto de convecção forçada. O modelo CFD utilizado considera as equações da continuidade da massa, da quantidade de movimento e o modelo de turbulência κ - ϵ . O desempenho do modelo CFD foi avaliado por meio de medições pontuais de velocidade com um sensor de filme quente, sendo que os resultados simulados foram próximos às medições reais de velocidade do forno industrial. Com base nas etapas anteriores, a terceira etapa caracterizou-se pela secagem de um conjunto de trinta peças de linguiça calabresa no forno industrial piloto. O fluxo externo e os campos de temperatura foram determinados pelo pacote comercial Ansys-CFX[®]. A partir destas distribuições, determinaram-se os coeficientes superficiais de transferência de calor por convecção e com analogia entre as camadas limites térmica e de concentração, os coeficientes de transferência de massa. Além disso, utilizou-se o código desenvolvido para determinar as transferências de calor e massa para a obtenção das distribuições de temperatura e umidade na parte interna do produto ao longo do tempo. Os resultados obtidos a partir da presente análise foram comparados com os dados experimentais, e uma boa concordância foi observada. Os principais resultados demonstram que as metodologias empregadas, baseadas nas técnicas de CFD, estão aptas a reproduzir o comportamento fenomenológico das condições de secagem estudadas.

Palavras-chave: CFD, simulação, secagem, produto cárneo, fluxo de ar, forno de convecção forçada.

ABSTRACT

The objective this scientific investigation is the developement of a computational methodology that is able to simulate the transient profile of temperature and moisture during drying of meat product. The three-dimension simulation developed included the transport equations: mass, momentum and energy conservation. This work is organised in three steps: in the first step numerical simulation using computational fluid dynamics (CFD) were conducted to predict a couple heat and mass transfer during drying tunnel process of a calabresa sausage. The local heat and mass transfer coefficients were calculated around the calabresa sausage. The model allows calculating and predicting the temperatures and moisture content that agree with experimental data. The aim of second step, were predict the isothermal tri-dimensional air flow in the industrail forced-convection oven. The CFD model consists of the continuity, momentum and standard κ - ϵ approach to model the turbulence flow. The performance of the CFD model was assessed by means of point measurements of the velocity with a hot-film anemometer sensor and a good agreement of the 3D flow pattern in a forced convection oven was found. Based ond the previous steps, the third step was characterized by drying of a set thirty pieces of calabresa sausage in industrial oven. The external flow and temperature fields are first numerically predicted through the comercial Ansys-CFX[®] package. From these distributions, the local distributions of convective heat transfer coefficients are determined, wich then used to predict local distributions of the convective mass transfer coefficients through the analogy between the thermal and concentration boundary layers. Also, the temperature and moisture distributions for different periods of time are obtained using the code developed to determine heat and mass transfer inside the moist material. The results obtained from the present analysis are comapoared with the experimental data, and a good agreement was observed. The main results demonstrated that the methodology, based on CFD techniques, was able to reproduce the phenomenological behavior of drying.

Keywords: CFD, simulation, drying, meat product, air flow, industrial forced-convection oven.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Curva da taxa de secagem em função da umidade do sólido	34
Figura 2: Representação geral de uma isoterma de adsorção, característica de muitos produtos alimentícios desidratados.....	40
Figura 3: Volume elementar para os balanços de conservação.....	45
Figura 4: Tipos de malhas computacionais de discretização: A. estruturada, B. não estruturada, C. malha híbrida.	48
Figura 5: Esquema do equipamento de secagem utilizado: (1) ventilador centrífugo; (2) psicrômetro; (3) placa de orifício; (4) câmara de aquecimento; (5) câmara de secagem; (6) balança eletrônica, (7) amostra do material; (8) microcomputador; (T1) termopar para bulbo seco; (T2) termopar para bulbo úmido; (T3) termopar para a secagem.....	53
Figura 6: Condições do ar e domínios externo e interno de cálculo; h_c é o coeficiente de transferência de calor local.	58
Figura 7: Malha tetraédrica: A.túnel de secagem; B. linguiça calabresa.	59
Figura 8: Desenho do forno industrial com termossifões com convecção forçada de ar.	65
Figura 9: Domínio de cálculo: A) geometria interna do forno; B) ventilador axial (malha numérica tetraédrica).	69
Figura 10: Metodologia experimental: A) posição nos locais das medidas de velocidade de ar no forno; B) anemômetro de filme quente utilizado.....	70
Figura 11: Princípio físico de funcionamento do termossifão utilizado.....	71
Figura 12: Modelo dos termossifões em árvore utilizados.....	72
Figura 13: Forno de cocção com termossifões em árvore.	72
Figura 14: Geometria do forno de cocção com convecção forçada, A. Cavidade interna (paredes, suportes para bandejas), B. Ventilador e tubos (termossifões em árvore), C. Conjuntos de peças de linguiça calabresa.....	74
Figura 15: Planos da malha numérica utilizada, A. Ventilador, A.1 Detalhe das pás, B. Tubos (termossifões em árvore), B.1 Detalhe das peças do conjunto superior e suportes para bandejas.....	75

Figura 16: Desenho esquemático para aplicar a segunda etapa da metodologia para as simulações numéricas de secagem das linguças calabresas.....	76
Figura 17: Descrição esquemática dos processos físicos da secagem do produto alimentício (linguiça calabresa) e etapas de simulação envolvidas.	79
Figura 18: Isoterma de dessorção da linguça calabresa nas temperaturas de 40°C, 60°C e 80°C.....	81
Figura 19: Distribuição espacial dos coeficientes locais de transferência de calor (h_c) na superfície da linguça calabresa.	82
Figura 20: Temperatura interna da linguça calabresa estimada pelo modelo (CFD) na temperatura do ensaio experimental ($T=80\text{ }^{\circ}\text{C}$).	83
Figura 21: Variação espacial da temperatura no cozimento da linguça calabresa ($t=360\text{ min.}$) na temperatura de $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ nas direções: A. radial, B. longitudinal e C. superficial.	84
Figura 22: Resultados simulados e observados dos teores médios de umidade adimensional (base seca) para a secagem da linguça calabresa.....	85
Figura 23: Variação espacial do conteúdo de umidade adimensional (base seca) ao final da secagem ($t= 1060\text{ min.}$) na temperatura de 60°C , (a) superfície e (b) interior da linguça calabresa.....	86
Figura 24: Variação espacial do conteúdo de umidade adimensional (base seca) ao final da secagem ($t= 1060\text{ min.}$) na temperatura de 80°C , (a) superfície e (b) interior da linguça calabresa.....	87
Figura 25: Vetores velocidade calculados no plano horizontal do forno correspondente à prateleira 8.	88
Figura 26: Perfil de velocidade de ar, prateleira 2: A) plano horizontal; B) linha lateral esquerda, linha central e linha lateral direita de medidas no plano indicado.....	88
Figura 27: Perfil de velocidade de ar, prateleira 4: A) plano horizontal; B) linha lateral esquerda, linha central e linha lateral direita de medidas no plano indicado.....	89
Figura 28: Perfil de velocidade de ar, prateleira 6: A) plano horizontal; B) linha lateral esquerda, linha central e linha lateral direita de medidas no plano indicado.....	89
Figura 29: Perfil de velocidade de ar, prateleira 8: A) plano horizontal; B) linha lateral esquerda, linha central e linha lateral direita de medidas no plano indicado.....	90

Figura 30: Distribuição dos coeficientes de transferência de calor superficiais e posição dos corpos-de-prova no interior do forno, A. Conjunto inferior, B. Conjunto superior.	93
Figura 31: Representação das linhas de corrente de velocidade de ar no interior do forno (vista superior), A. Conjunto superior e B. Conjunto inferior de peças.	94
Figura 32: Representação linearizada da Equação de Arrhenius para o coeficiente de difusão, em função da temperatura do ar de secagem, durante a secagem da linguiça calabresa.	96
Figura 33: Curvas de redução de umidade média: comparação entre os dados experimentais e o Modelo (CFD) desenvolvido para a secagem da linguiça calabresa.....	98
Figura 34: Comparação entre Valores preditos e Valores observados experimentalmente da umidade adimensional. A linha contínua corresponde à regressão linear, conforme apresentado em cada gráfico.	99
Figura 35: Temperatura no centro do produto: comparação entre o modelo (CFD) desenvolvido e os dados experimentais de secagem da linguiça calabresa.....	100
Figura 36: Comparação entre a simulação e os dados experimentais da evolução da taxa de secagem em função do teor de umidade no sólido (corpo-de-prova 3).....	101

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Modelos matemáticos de isotermas de sorção de umidade. .	42
Tabela 2: Umidade relativa do ar em equilíbrio com soluções de ácido sulfúrico (H_2SO_4) nas temperaturas de 40, 60 e 80°C.	55
Tabela 3: Condutividade térmica de componentes nutricionais em função da temperatura ($-40^{\circ}C < T < 150^{\circ}C$).....	77
Tabela 4: Composição química da linguiça calabresa utilizada na secagem.	80
Tabela 5: Parâmetros da equação de Oswin para a isoterma da linguiça calabresa nas temperaturas de 40°C, 60°C e 80°C.	81
Tabela 6: Cálculo do erro e o tempo computacional para diferentes tamanhos de malhas numéricas.	90
Tabela 7: Erro relativo médio da velocidade nas prateleiras.	91
Tabela 8: Valores médios dos coeficientes de transferência de calor superficiais.	93
Tabela 9: Coeficientes de difusão efetivos (Def) ajustados às diferentes temperaturas (T) de secagem da linguiça calabresa.	95

NOMENCLATURA

Letras Latinas

\bar{X}	Conteúdo médio de umidade	$\text{Kg}_{\text{água}}/\text{kg}_{\text{massa seca}}$
a_w	Atividade de água	Adimensional
C	Constante de GAB e BET	Adimensional
c_p	Calor específico	(W/kg K)
d, e, f	Parâmetros de ajuste do modelo	Adimensional
D_{ef}	Difusividade efetiva	(m^2/s)
E_0	Energia de ativação para condução de calor no material seco ($X=0$)	(kJ/mol)
E_i	Energia de ativação para condução de calor no material seco ($X=\infty$)	(kJ/mol)
g	Aceleração da gravidade	(m^2/s)
h_c	Coefficiente de transferência de calor convectivo	($\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}$)
K_G	Constante de GAB	Adimensional
k	Condutividade térmica	(W/m K)
k_0	Condutividade térmica em $X=0$ e $T=T_r$	(W/m K)
k_G	Coefficiente de transferência de massa	(m/s)
k_i	Condutividade térmica em $X=\infty$ e $T=T_r$	(W/m K)
L	Comprimento característico, meia espessura	(m)
$m_{\text{água}}$	Massa de água adsorvida pela amostra	(g)
m_s	Massa seca da amostra	(g)
n	Número de termos da série	
p	Pressão	(Pa)
p_{sat}	Pressão de saturação de vapor de água	(Pa)
p_v	Pressão de vapor da água	(Pa)
q_{conv}	Fluxo de calor convectivo	(W/m_2)
r	Raio do cilindro	(m)
R	Constante ideal dos gases	(kJ /mol K)
s_T	Termo de geração	(W/m^3)
t	tempo	(s)
T	Temperatura	(K)
T_0	Temperatura inicial	(K)
T_∞	Temperatura do ar	(K)
T_r	Temperatura de referência	(K)

T_s	Temperatura na superfície	(K)
u	Componente de velocidade	(m/s)
UR	Umidade relativa	(%)
X	Conteúdo de água líquida	kg água/kg massa seca
X_e	Conteúdo de umidade de equilíbrio	kg água/kg massa seca
X_m	Conteúdo de umidade na monocamada molecular	kg água/kg massa seca
Y	Razão de umidade, decimal base seca	adimensional
Y_∞	Umidade de equilíbrio na camada limite	kg água/m ³ ar
Y_s	Umidade na superfície do sólido	kg água/m ³ ar
z	Coordenada espacial	(m)
X_i	Conteúdo de umidade inicial	kg água/kg massa seca
R_p	Raio da partícula	(m)
K	Constante de secagem	(s ⁻¹)
w	Componente de velocidade em (z)	(m/s)
v	Componente de velocidade em (y)	(m/s)
Y_{exp}	Valor observado experimentalmente	
Y_{CFD}	Valor observado pelo modelo CFD	
x	Coordenada cartesiana espacial x	(m)
y	Coordenada cartesiana espacial y	(m)
z	Coordenada cartesiana espacial z	(m)
m	Massa	(kg)
E_a	Energia de ativação	(kJ/mol)
a	Aceleração	(m ² /s)
D_0	Fator pré-esponencial	(m ² /s)
F	Força	(N)
G	Vazão mássica por unidade de área	(kg/h m ²)
f	Força de campo	(N)
\bullet	Taxa de variação de calor volumétrico	W/m ³ kg
q	por unidade de massa	
V	Vetor velocidade	(m/s)

Letras Gregas

ϕ	esfericidade	Adimensional
δ	Delta de Kronecker	Adimensional
λ	Entalpia de vaporização da água	kJ/kg
μ	Viscosidade dinâmica	(kg/m s)

ρ	densidade	(kg/m ³)
ρ_s	Densidade do sólido	(kg/m ³)
ρ_w	Densidade da água	(kg/m ³)
ε	Taxa de dissipação da energia cinética turbulenta	(m ² /s)
τ	Tensor tensão viscosa	(Pa)
μ_n	Raízes da equação (cilindro infinito)	

Subscrito

-	Propriedade média temporal	
\rightarrow	Vetor	
x	Coordenada cartesiana x	
y	Coordenada cartesiana y	
z	Coordenada cartesiana z	
i, j	Índice de direção espacial	
*	Indica flutuação	
A, B	Constante de ajuste do modelo	Adimensional

Operadores Matemáticos

-	Média temporal
∂	Derivada parcial
∇	Operador nabla
$\nabla \cdot$	Divergente
∇^2	Laplaciano

Siglas

CAD	Computer Aided Design
CFD	Computacional Fluid Dynamics
CFX	Código comercial de CFD usado neste trabalho
SIMPLEC	Semi IMPLICIT Linked Equation Consistent
RAML	Região de aquecimento mais lento

SUMÁRIO

TEMÁTICA DA TESE.....	25
------------------------------	-----------

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO.....	27
------------------------	-----------

1.1 Objetivo geral.....	28
-------------------------	----

1.2 Objetivos específicos	28
---------------------------------	----

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	30
-----------------------------------	-----------

2.1 Estado da Arte da Fluidodinâmica Computacional	30
--	----

Fundamentação Teórica	33
-----------------------------	----

2.2 Secagem	33
-------------------	----

.....	33
-------	----

2.3 Cinética de secagem: Correlação Empírica.....	35
---	----

2.4 Comportamento higroscópico	39
--------------------------------------	----

2.4.1 Isotermas de sorção	39
---------------------------------	----

2.4.2 Descrição matemática de isotermas de sorção	41
---	----

2.5 Técnica de Fluidodinâmica Computacional	42
---	----

2.6 Método dos Volumes Finitos	44
--------------------------------------	----

2.7 Geração de Malhas Computacionais	47
--	----

2.8 Equações do Modelo	49
------------------------------	----

2.8.1 Equação de Conservação de Massa.....	50
--	----

2.8.2 Equação de Conservação da Quantidade de Movimento	50
---	----

2.8.3 Equação da Conservação de Energia	51
---	----

CAPÍTULO III

MATERIAL E MÉTODOS.....	52
--------------------------------	-----------

3.1 Secagem da linguiça calabresa em secador tipo túnel.....	52
--	----

3.1.1 Produto.....	52
--------------------	----

3.1.2 Equipamento	53
-------------------------	----

3.1.3 Procedimento experimental de secagem	53
--	----

3.1.4 Composição Química	54
--------------------------------	----

3.1.5 Isoterma de desorção de umidade.....	54
--	----

3.1.6 Estimativa do coeficiente convectivo de transferência de calor...55	
---	--

3.1.7 Modelagem Matemática - Equações do modelo	55
---	----

3.1.8 Modelagem Numérica.....	57
-------------------------------	----

3.1.9 Simulação – CFD	57
-----------------------------	----

3.1.10 Determinação do Coeficiente de Difusão Efetivo	62
3.1.11 Medidas de desempenho	63
3.2 Fluidodinâmica de um forno industrial piloto com convecção forçada.....	64
3.2.1 Forno de convecção forçada.....	64
3.2.2 Equações do Modelo	65
3.2.3 Modelagem Numérica	67
3.2.4 Geometria e Condições de Contorno.....	68
3.2.5 Validação do Modelo	69
3.3 Secagem da linguiça calabresa em forno industrial piloto	70
3.3.1 Matéria Prima	70
3.3.2 Equipamento.....	70
3.3.3 Procedimento experimental de secagem	73
3.3.4 Metodologia para as simulações numéricas	73

CAPÍTULO IV

RESULTADOS E DISCUSSÃO 80

4.1 Secagem da linguiça calabresa em secador tipo túnel.....	80
4.1.1 Composição química	80
4.1.2 Umidade de equilíbrio.....	80
4.1.3 Coeficiente de transferência de calor	82
4.1.4 Evolução da temperatura	83
4.1.5 Teor de umidade.....	85
4.2 Fluidodinâmica de um forno industrial piloto com convecção forçada.....	87
4.3 Secagem da linguiça calabresa em forno industrial piloto	92
4.3.1 Coeficientes de transferência de calor.....	92
4.3.2 Coeficiente de Difusão Efetivo	94
4.3.3 Curvas de secagem	97
4.3.4 Temperatura interna	100

CAPÍTULO V

CONCLUSÕES E SUGESTÕES..... 103

5.1 Conclusões	103
5.2 Sugestões para Trabalhos Futuros	104

REFERÊNCIAS 105

APÊNDICE..... 115

TEMÁTICA DA TESE

O processo de secagem industrial é normalmente realizado com o carregamento dos produtos a serem cozidos e ou defumados em câmaras com circulação de ar forçado (secadores em batelada). Fornos de convecção forçada de ar são freqüentemente utilizados e o princípio de funcionamento desses fornos baseia-se na circulação de ar quente no interior do forno e transferência de calor convectivo do ar à superfície dos alimentos (STIGTER *et al.*, 2001).

Nestas instalações a termofluidodinâmica (comportamento dinâmico dos fluidos e dos fenômenos associados) dos fluxos de admissão do ar pode ser devidamente definida e controlada através de unidades de refrigeração e aquecimento. A termofluidodinâmica de um forno tem um impacto significativo sobre a qualidade dos alimentos a serem cozidos, e previsões confiáveis são importantes para projetar e avaliar o desempenho de um equipamento (MISTRY *et al.*, 2006). Para conseguir um melhor projeto, os mecanismos de transferência de calor no interior do forno devem ser bem compreendidos. Devido à complexidade da dinâmica dos fluxos envolvidos, uma abordagem de modelagem pode ser adequada para orientar e reduzir experimentos. Na verdade, um modelo validado permite estudos paramétricos do fenômeno sem custos operacionais e em curtos períodos de tempo (MIRADE, 2002).

É importante salientar que os fabricantes de câmaras de secagem são geralmente pequenas e médias empresas. Estas empresas por razões comerciais têm desenvolvido estes equipamentos com base na “prática de campo”. Em outras palavras, a engenharia de concepção de câmaras modernas, bem como a definição de “ótimo” das condições do processo operacional, são baseadas na experiência prática acumulada pelas indústrias fornecedoras desses produtos (cozidos, secos e defumados) ao longo dos anos. No campo acadêmico, são apenas alguns exemplos de projetos de engenharia. Mirade (2003) e Kottke *et al.* (1996) realizaram pesquisas utilizando Fluidodinâmica Computacional (CFD) na otimização do processamento de curados.

Controlar o fluxo de ar durante a secagem artificial é de extrema importância, uma vez que o mesmo é determinante para a eficiência do processo e obtenção de produtos secos de forma homogênea. Por outro lado, a secagem artificial tem vários inconvenientes associados. O custo do equipamento, energia consumida (térmica e elétrica) e principalmente a dificuldade na secagem uniforme do produto associada

às heterogeneidades locais no interior do secador.

De acordo com Mathioulakis *et al.* (1998) a falta de conhecimento do comportamento da secagem no interior do alimento pode ser pelo menos uma das causas do elevado custo de uma planta de secagem. Muitos autores têm relatado que o pobre controle das condições de secagem é a principal razão para a diminuição da qualidade na fabricação de embutidos secos (DAUDIN *et al.*, 1992). Baixa qualidade ocorre quando a superfície do produto permanece muito úmida, favorecendo o crescimento de microrganismos, como resultado de uma taxa de evaporação de água na superfície inferior à taxa de migração de água a partir das regiões internas. A textura do produto e sabor é também afetada quando uma crosta seca é formada devido a uma taxa de evaporação da água da superfície superior à taxa de migração de água no interior do produto.

A maior parte das pesquisas na literatura sobre a secagem de embutidos secos e fermentados relatam transferências relacionadas à parte interna dos produtos ou com cinética de secagem em função das propriedades do ar (SIMAL *et al.*, 2003). No que se referem ao funcionamento global dos modernos secadores de carnes (câmaras), poucos trabalhos experimentais ou numéricos podem ser encontrados (MIRADE & DAUDIN 2000).

A crescente evolução dos níveis de exigência dos empreendimentos industriais leva à necessidade de desenvolvimento de métodos de análise, experimentais e numéricos, que permitam melhorar o desempenho térmico e fluidodinâmico dos equipamentos para a indústria de alimentos.

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

A produção nacional de carne suína cresceu 1,0% em 2008, atingindo 3,03 milhões de toneladas e a estimativa para 2009 é um aumento de 3,5 % ou 91 mil toneladas a mais do que em 2008 (ABIEPCS e EMBRAPA, 2007). A carne suína é a mais consumida no mundo, mas no Brasil ela perde na preferência para a carne bovina e de frango. Cerca de 65% da carne suína consumida no Brasil é sob a forma industrializada e apenas 35% sob a forma “in natura”, o que dificulta seu maior consumo em períodos de retração econômica. O mercado de embutidos tem apresentado significativa expansão e alta competitividade na última década, uma vez que o consumo de produtos cárneos como salsichas, linguças, mortadelas, hambúrgueres e outros, tornaram-se parte do hábito alimentar de uma parcela considerável de consumidores brasileiros (MELO *et al.*, 2004).

Atualmente vários recursos têm sido utilizados para conservação de produtos cárneos e embutidos como temperatura, atividade de água (a_w), pH, gases, ácidos orgânicos, sais, embalagens, irradiação e diversas combinações desses fatores (WAGNER & MOBERG, 1989). Dessa maneira, os métodos de conservação possuem como objetivos principais o aumento da vida útil e a melhoria da qualidade microbiológica e sanitário dos alimentos (PRADO *et al.*, 2000).

A secagem é um dos mais antigos métodos de preservação de alimentos conhecidos pelo homem, pois possibilita a ação combinada de aumento da temperatura e diminuição da a_w diminuindo dessa forma a atividade microbiana. A retirada de água de um alimento envolve fenômenos de transporte de massa e energia (SINGH & HELDMAN, 1993) entre o alimento e a corrente de ar quente, o que para a modelagem requer a aplicação de equação de transporte dentro do alimento. Os modelos de secagem baseados na teoria da difusão líquida têm merecido atenção especial por parte dos pesquisadores. Estes modelos assumem que não há influência da capilaridade, desprezam os efeitos da transferência de energia e massa de um corpo para outro, dada à dificuldade de se quantificarem esses múltiplos efeitos na massa do produto, e, também, consideram que os corpos entram em equilíbrio térmico com o ar instantaneamente, o que pode introduzir discrepâncias entre os resultados experimentais e simulados.

A simulação numérica em Mecânica dos Fluidos e Transferência

de Calor e Massa, comumente conhecida como “Fluidodinâmica Computacional”, CFD (*computational fluid dynamics*), teve um desenvolvimento expressivo nos últimos 20 anos (CAVALCANTI *et al.*, 2005). Inicialmente, como uma ferramenta para análises de problemas físicos em investigações científicas, e atualmente como uma poderosa ferramenta para resolver importantes problemas aplicados à engenharia (MALISKA, 2004). As técnicas de CFD são capazes de resolver equações não-lineares que descrevem o escoamento dos fluidos, e hoje estão sendo utilizadas para otimizar e desenvolver estratégias de transformação e equipamentos para a indústria de alimentos. De acordo com Norton & Sun (2006), estudos de CFD foram utilizados para quantificar fenômenos físicos nas indústrias de alimentos como esterilização, misturas de compostos, processos de secagem, acondicionamento e refrigeração.

1.1 Objetivo geral

Considerando a importância do estudo teórico do processo de secagem, o presente trabalho foi realizado com o objetivo de desenvolver um modelo-simulador para secadores de produtos cárneos que considere tanto os aspectos de fluidodinâmica do ar quanto de transferência de calor e massa, mediante técnicas de CFD.

1.2 Objetivos específicos

- I. Estudo por técnica de CFD para permitir a análise da influência do fluxo externo do ar na distribuição espacial dos coeficientes convectivos de transferência de calor e massa na secagem da linguiça calabresa;
- II. Utilização de um secador tipo túnel, com sistema de monitoração computacional de temperatura e dispositivo de ajuste da vazão de ar para os primeiros estudos experimentais e de modelagem.
- III. Modelagem e simulação para determinação dos perfis de umidade e temperatura no interior do sólido (linguiça calabresa), utilizando o método de volumes finitos segundo formulação implícita;
- IV. Ajuste do modelo aos dados experimentais obtidos com o secador tipo túnel.

- V. Desenvolver um modelo tridimensional de um forno industrial piloto de convecção forçada de ar e validá-lo com medidas experimentais de velocidade;
- VI. Estudo de modelos para coeficientes de difusão de umidade e condutividade térmica variáveis com a temperatura e com a umidade, em sintonia com referências e dados experimentais disponíveis.
- VII. Introdução no simulador (CFD) de modelos com coeficientes de difusão de umidade e condutividade térmica variáveis;
- VIII. Simulação do processo de secagem de um conjunto de peças de linguiça calabresa em forno industrial piloto, utilizando a técnica de fluidodinâmica computacional, segundo o modelo desenvolvido;
- IX. Validação do modelo com dados experimentais de secagem no forno industrial piloto, instrumentado com termopares para registro dos perfis de temperatura dentro do equipamento e em diferentes peças de linguiça calabresa distribuídas no interior do mesmo.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Estado da Arte da Fluidodinâmica Computacional

Estudos de fluidodinâmica computacional (CFD) têm sido utilizados para quantificar fenômenos físicos na indústria de alimentos como esterilização, misturas de compostos, processos de secagem, acondicionamento e refrigeração (NORTON & SUN, 2006).

Obuz *et al.* (2002), desenvolveram um modelo matemático para prever a temperatura e a transferência de massa no cozimento de carne em forno com convecção forçada de ar. Foi utilizado o método de diferenças finitas para resolver as equações de transferência simultânea de calor e massa. O modelo foi validado utilizando um produto cárneo e segundo os autores, não houve diferença entre os tempos preditos e os observados de cozimento.

Mirade *et al.* (2004), aplicaram uma abordagem CFD na previsão dos perfis de temperatura e velocidade de ar em um forno tipo túnel, para cozer biscoitos. Foram utilizados dois modelos tridimensionais (com e sem os biscoitos) para descrever o complexo mecanismo de circulação do ar ao longo do comprimento do forno. Comparando os resultados numéricos com as medições experimentais, os autores obtiveram resultados satisfatórios para o fenômeno em estudo.

Therdthai *et al.* (2004), desenvolveram um modelo tridimensional utilizando fluidodinâmica computacional, para simular o perfil de temperatura e fluxo de ar em um forno contínuo de cozimento de pães. O modelo foi utilizado para investigar e otimizar as condições de funcionamento do equipamento. Com os dados simulados, os autores diminuíram o fornecimento de calor e aumentaram o volume de ar interno no forno, reduzindo em 1,4% a perda de peso dos pães, mantendo as mesmas características.

Ghani & Farid (2006) utilizaram a CFD para simulação do aquecimento de rodela de abacaxi em calda (suco de abacaxi e açúcar) com temperatura do meio de 121°C. Consideraram dois modelos para as rodela de abacaxi e duas configurações para seu posicionamento na lata. Consideraram modelo de sólidos não porosos, isto é, aquecidos

apenas por condução, e de sólidos porosos, isto é, aquecidos por condução e convecção. Testaram uma configuração com as rodela flutuando na calda (deixando, portanto, um espaço entre as mesmas e o fundo da lata) e outra com o contato entre rodela e fundo da lata. Observaram que, devido a convecção natural da calda, a RAML (região de aquecimento mais lento) se move pelo interior das rodela ao longo do tempo. Observaram também que a configuração com espaço entre as rodela e o fundo da lata resulta em aquecimento mais rápido, com sua RAML chegando a 105°C após 2.000 segundos, em comparação aos 93°C da configuração onde as rodela encostam-se ao fundo da lata. Concluem que os resultados obtidos com os dois modelos (poroso e não poroso) são muito próximos.

Trujillo & Pham (2006), criaram um modelo computacional utilizando CFD para determinar a transferência de calor e massa no resfriamento de carcaças bovinas. De acordo com os autores, o modelo permitiu determinar a variação espacial dos coeficientes de transferência de calor e massa e também os perfis de temperatura e umidade das carcaças.

Chourasia & Goswami (2007), investigaram os fenômenos de transferência de calor e massa (perda de umidade) na condição de estocagem refrigerada de batatas. O modelo CFD desenvolvido foi bidimensional e a temperatura e umidade relativa do ar na fase gasosa foram especificadas com base em valores medidos experimentalmente. O modelo foi validado em uma sala de estocagem comercial refrigerada e foi capaz de prever a velocidade do ar, bem como a temperatura do produto com uma precisão média de 19,5% e 0,5°C, respectivamente. As principais deficiências dos padrões de fluxo de ar que resultaram em grandes variações de temperatura e perda de umidade no interior do produto armazenado também foram investigadas. Segundo os autores, esta ferramenta de modelagem pode ser aplicada em projetos com o objetivo de melhorar a distribuição do fluxo de ar e de transferência de calor, a fim de limitar as perdas de armazenamento.

Thorpe (2008), demonstrou a aplicação de um pacote comercial de CFD para a simulação de secagem de grãos. O autor apresentou na forma de mapas de cores o perfil de velocidade de ar, temperatura e umidade dos grãos no interior de um silo de armazenagem, concluindo que os modelos são capazes de simular a vasta gama de geometrias e condições de armazenagem operacional e transformações que ocorre na prática.

Kaya *et al.* (2008), realizaram um estudo experimental e numérico de transferência de calor e massa durante a secagem de frutas

kiwi. Na parte experimental, os efeitos de diferentes condições de secagem em termos de velocidade do ar, temperatura e umidade relativa do ar na secagem de frutas kiwi foram investigadas. Na parte numérica, a temperatura e características do fluxo externo foram estudadas através de um pacote de CFD comercial. A partir dos fluxos gerados, foi possível determinar a distribuição os coeficientes superficiais de transferência de calor e massa para os frutos com analogia entre as camadas limites térmica e de concentração (conhecida como a analogia de Chilton-Colburn). Além disso, o transientes de temperatura e umidade também foram investigados. Os resultados numéricos foram comparados com dados experimentais e a correlação obtida foi elevada.

Kannan & Sandaka (2008), utilizaram fluidodinâmica computacional para obter informações sobre os processos de convecção natural que ocorre durante a esterilização de alimentos líquidos enlatados. A definição e os cálculos dos coeficientes de transferência de calor relacionadas com a transferência de calor transiente que ocorre em latas cilíndricas foram apresentados. A influência da temperatura e viscosidade sobre o número de Nusselt foram também discutidas. Os autores concluíram que o modelo desenvolvido pode ser utilizado para estimar os fluxos de transferência de calor em função do tempo na esterilizarão de alimentos enlatados, podendo ainda estimar o consumo de energia pelo sistema.

Um modelo empírico utilizando CFD foi desenvolvido por Page *et al.* (2009) para estimar a transferência simultânea de calor e massa de alimentos estocados em ambientes de convecção forçada de ar. Os modelos foram testados e validados em dois tipos de aplicações, incluindo a secagem unidimensional de um cilindro de carne e secagem tridimensional de cilindros de gesso umedecido e enfileirados. A aproximação empírico-CFD e o processo de modelagem desenvolvidos permitiram calcular a temperatura e os perfis de concentração de água nos produtos, além de determinar a cinética de perda de água dos produtos úmidos para o ar que escoar através dos mesmos.

Pham *et al.* (2009), avaliaram um modelo envolvendo transferência de calor e massa para o processo de refrigeração de carcaças bovinas. Fluidodinâmica computacional (CFD) foi utilizada para estimar os coeficientes locais de transferência de calor massa, assumindo temperaturas superficiais uniformes. Um conjunto de malhas 2-D de elementos finitos foi usada para resolver a equação de transferência de calor no produto, que teve uma forma alongada. Outro conjunto de malhas 1-D foi usado para resolver a equação de transporte de água perto da superfície da carne. O coeficientes de transferência

superficiais foram calculados para várias combinações de velocidades e sentido de fluxo de ar, e sintetizados em um conjunto de equações de regressão. Segundo os autores o modelo foi validado em um resfriador industrial tipo túnel e possibilitou registrar dados de temperatura, perda de massa ao longo da espessura e da superfície.

Fluidodinâmica computacional é uma poderosa ferramenta numérica que vem sendo amplamente utilizada para simular muitos processos na indústria de alimentos, destacando-se os fenômenos que envolvem transferências de calor e massa. Com o desenvolvimento dos supercomputadores e com os custos reduzidos dos softwares comerciais, o uso de CFD se tornou uma técnica viável para fornecer soluções eficientes.

Fundamentação Teórica

2.2 Secagem

Denomina-se secagem o processo de remoção de umidade de um sólido (produto), através da evaporação da água presente no mesmo, efetuando fornecimento de calor (McCORMICK *et al.*, 1983). Dependendo do meio de aquecimento, existem várias possibilidades de secagem. Destacam-se a secagem a ar quente a ar desumidificado, secagem por liofilização, por microondas e secagem por contato direto.

No caso de secagem utilizando ar quente, ocorre uma transferência de calor do ar para o produto sob o efeito da diferença da temperatura existente entre eles. Simultaneamente, a diferença de pressão parcial do vapor de água existente entre o ar e a água da superfície do produto determina a transferência de matéria (massa) para o ar na forma de vapor de água.

De acordo com o apresentado por McCormick *et al.* (1983), a secagem pode ser dividida em período de taxa constante de secagem e período de taxa decrescente de secagem, de acordo com a Figura 1.

Observando a Figura 1, verificam-se os dois períodos de secagem:

i) Período de taxa constante de secagem: é o representado pelo segmento B-C. No período de taxa constante, a superfície do material é mantida num nível de umidade tal que a secagem ocorre como se fosse água pura evaporando. Se o sólido for poroso, a maioria da água evaporada no período de taxa constante é proveniente do interior do sólido. Este período só continua desde que a água seja provida à

superfície tão rápido quanto é evaporada (GEANKOPLIS, 1983).

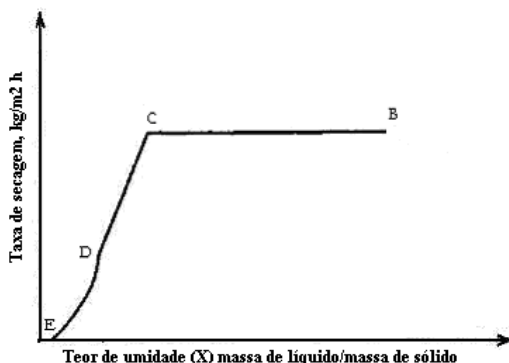


Figura 1: Curva da taxa de secagem em função da umidade do sólido

Fonte: Geankoplis (1983).

Na secagem de alimentos, o período de taxa constante só tem relativa importância quando o teor de umidade inicial do sólido é muito alto ou quando o potencial de secagem do ar é muito baixo. Neste período o material está a temperatura de bulbo úmido do ar (CHIRIFE, 1983). As resistências à transferência de calor e massa são ocasionadas somente na corrente de ar, assim a taxa de evaporação de água não varia com o tempo. O fim do período de taxa constante ocorre quando a migração interna de água para a superfície não consegue mais suprir a taxa de evaporação da água livre na superfície. O valor da umidade deste ponto é denominado umidade crítica (X_c). Os valores de umidade crítica não são somente característicos de cada material alimentício, mas também dependem de outros fatores que controlam a migração (interna/externa) tais como espessura do material e condições do ar: velocidade, temperatura e umidade relativa (CHIRIFE, 1983).

ii) Período de Taxa Decrescente de Secagem: Este período compreende o intervalo C-E. Quando a quantidade de água na superfície do produto começa a diminuir há o abaixamento progressivo da pressão parcial de vapor da água na superfície e, conseqüentemente, a velocidade de secagem também diminui, até que, ao final desse período, o produto está em equilíbrio com o ar (igualdade de pressões parciais de vapor) e a velocidade de secagem torna-se nula (PARK *et al.*, 1999).

Dependendo do produto que se está secando, a umidade pode movimentar-se no seu interior por mecanismos diferentes. Dentre os diversos mecanismos prováveis, tem-se (OKADA *et al.*, 1987 e PARK *et al.*, 1999):

Difusão líquida: a definição deste termo foi introduzida por Lewis e assume que a taxa de transferência de umidade é proporcional ao gradiente de concentração de umidade dentro do produto.

Difusão de vapor: ocorre devido ao gradiente de pressão de vapor, causado pelo gradiente de temperatura.

Escoamento de líquido e vapor: ocorre devido à diferença de pressão externa, de concentração, capilaridade e alta temperatura. Todas estas considerações, tais como, conteúdo inicial de umidade do material, conteúdo final de umidade que o material pode chegar (umidade de equilíbrio), como a água esta relacionada com a estrutura do sólido e como o transporte de água é feito do interior à superfície do sólido durante a secagem, servem para fundamentar o fenômeno de secagem.

Em geral, cada mecanismo pode predominar num dado período do processo de secagem, sendo substituído por outro no período seguinte. Os mecanismos mais comuns, ou que predominam sobre os demais, são os de difusão, para os materiais amorfos, e de capilaridade, para os porosos. Em sólidos relativamente homogêneos, como amorfos e fibrosos, a umidade se move em direção à superfície principalmente por difusão. Na secagem, o processo por difusão acontece no período de taxa decrescente (OKADA *et al.*, 1987).

Alimentos como cereais, café solúvel, concentrados protéicos e amidos, entre outros, mantém a umidade como parte integral de sua estrutura, fixada entre a estrutura fibrosa ou mesmo no interior de finos poros. Consequentemente, o escoamento da umidade é lento e, provavelmente, ocorre por difusão do líquido através da estrutura do sólido. Para estes materiais, o período de velocidade constante é dificilmente detectado e termina com uma umidade crítica muito alta.

2.3 Cinética de secagem: Correlação Empírica

Em geral, a operação de um processo pode ser descrita com um modelo que pode ser intuitivo, verbal, casual, qualitativo ou quantitativo. Um modelo matemático, que é um exemplo de um modelo quantitativo, consiste em equações algébricas, diferenciais ou integrais. A principal vantagem de um modelo matemático é que ele pode prever o comportamento de um processo sem a realização de experimentos.

Modelos matemáticos de para um secador convectivo são baseados nas leis fundamentais da física e da química, incluindo as equações da continuidade como os balanços de massa, energia e momento, fenômenos de transporte tais como transportes de massa,

energia e momento, descrições de equilíbrio tal como o equilíbrio de fases e o equilíbrio químico, descrições cinéticas e equações de estado. Dependendo do propósito, o modelo pode ser um modelo grosseiro do processo global ou um modelo detalhado de partes do processo. As suposições usadas no desenvolvimento de um modelo determinam sua precisão, validade e complexidade (YLINIEMI, 1999).

A cinética de secagem deve ser completamente descrita usando propriedades do meio de secagem e do material, tal como as propriedades de transporte (condutividade térmica, difusividade térmica, difusividade mássica, coeficiente de transferência de calor e de massa). A simulação de modelos para descrever a cinética de secagem pode ser usada para projetar novos ou para o controle e implementação dos sistemas já existentes (KARATHANOS & BELESSIOTIS, 1999).

Diferentes teorias procuram explicar a cinética de secagem de materiais porosos. O principal objetivo é descrever como a umidade é transferida do interior do sólido para evaporar na sua superfície e qual mecanismo de transferência controla o processo de secagem. Os modelos matemáticos tradicionalmente utilizados para representar a cinética de secagem são dois: os modelos puramente convectivos e os modelos difusivos. A formulação desses modelos, desenvolvida a partir da análise de comportamento de secagem de uma única partícula, geralmente considera todos os parâmetros de transporte constantes, possibilitando uma descrição similar da taxa de secagem (MAYTA *et al.*, 1996).

Para os casos onde é proposto que o movimento da umidade num sólido ocorre por difusão em fase líquida, a 2ª Lei de Fick pode ser aplicada para prever a velocidade do movimento da umidade:

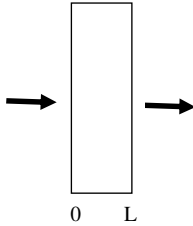
$$\frac{\partial X}{\partial t} = D_{ef} \nabla^2 X \quad (1)$$

A Equação (1) pode ser resolvida para diversas geometrias (plana, cilíndrica e esférica) aplicando as devidas condições de contorno e estas soluções podem ser encontradas em Crank (1975). No caso das condições de contorno:

- No início do processo, todos as espécies do soluto estão uniformemente distribuídos, mantendo uma concentração " X_0 ";
- Na superfície para $t > 0$ a concentração é igual à concentração de equilíbrio.
- O coeficiente de difusão permanece constante e o material

não apresenta variações de dimensões.

Desta forma, para placa plana:



$$\text{para } t = 0 \quad X = X_0 \text{ em } -L/2 \leq x \leq L/2$$

$$\text{para } t > 0 \quad X = X_e \text{ em } x = -L/2$$

$$X = X_e \text{ em } x = L/2$$

As soluções analíticas para as três geometrias citadas podem ser obtidas por integração para mostrar a evolução temporal da concentração (CRANK, 1975):

Placa Plana

$$\frac{\bar{X} - X_e}{X_0 - X_e} = \frac{8}{\pi^2} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{(2n+1)^2} \exp\left(- (2n+1)^2 \frac{\pi^2 D_{ef} t}{L^2}\right) \quad (2)$$

Cilindro Infinito

$$\frac{\bar{X} - X_e}{X_0 - X_e} = 4 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\mu_n^2} \exp\left(- \frac{\mu_n^2 D_{ef} t}{R_p^2}\right) \quad (3)$$

Esfera

$$\frac{\bar{X} - X_e}{X_0 - X_e} = \frac{6}{\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n^2} \exp\left(- n^2 \frac{\pi^2 D_{ef} t}{R_p^2}\right) \quad (4)$$

De modo que:

D_{ef} = coeficiente de difusão efetivo do líquido (m²/s);

\bar{X} = umidade média do sólido no instante t, em base seca (kg água/ kg sólido seco);

X_0 = umidade inicial do sólido, em base seca (kg água/ kg sólido seco);

X_e = umidade de equilíbrio do sólido, em base seca (kg água/ kg sólido seco);

L = espessura da camada (m);

R_p = raio da partícula esférica ou cilíndrica (m);

μ_n = são as raízes.

Na secagem, é importante conhecer o comportamento da difusão das moléculas. Os valores dos coeficientes de difusão efetivo, D_{ef} , permitem um estudo quantitativo das características de secagem em relação as variáveis experimentais controladas tais como temperatura (CAVALCANTE, 2003).

Brooker et al. (1974) afirmaram que as equações de secagem baseadas na difusão não representam com precisão o comportamento da secagem de grãos devido à escolha inadequada das condições de contorno nas soluções das equações, e a incorreta consideração de que a difusividade de massa e a constante de secagem são independentes do teor de umidade.

As simplificações assumidas para a resolução da Equação 1 para muitos casos não condizem com a realidade, pois os sólidos não têm uma estrutura celular homogênea, a transferência não é unidirecional, a difusão pode ocorrer sob vários mecanismos simultâneos (na fase gasosa, e/ou na líquida, em poros de vários tamanhos), as temperaturas dos materiais aumentam durante o processo e ocorre o encolhimento com a evaporação da água. A teoria de Luikov estabelece o fenômeno da difusão térmica de umidade e constata que o gradiente de temperatura estabelecido é também um fator que promove a transferência de umidade do material (MUJUMDAR, 1995).

Os pesquisadores Barrozo et al. (1998) ressaltam a importância do conhecimento das equações de secagem para o sucesso de projetos de secadores. Equações empíricas também podem ser utilizadas. A equação de Page é um dos modelos usado para simular a cinética de secagem de frutas (DANDAMRONGRAK et al. 2002), cereais (IGUAZ et al. 2002). Este método descreve satisfatoriamente a secagem, no período da taxa decrescente, de materiais com alto teor de umidade.

Para simplificar o tratamento da equação, a relação de umidade, $(X - X_e) / (X_0 - X_e)$, é representada por Y e a difusividade efetiva, D_{ef} é obtido da constante de secagem $K = \pi^2 D_{ef} / L^2$. O modelo desenvolvido por Page (1949) é uma modificação empírica do modelo difusional escrito na forma da Equação 5,

$$Y = \exp(-K t^n) \quad (5)$$

Onde a constante n foi inserida para corrigir distorções do modelo em relação ao processo de secagem.

Simplificações do modelo difusional foram realizadas por Brooker et al. (1974) conforme Equação 6:

$$Y = A \exp(-K t) \quad (6)$$

De acordo com a literatura, verifica-se que as equações de secagem puramente empíricas são boas opções para a predição do processo de secagem, dentro das condições operacionais para as quais foram estabelecidas. O problema maior está na determinação dos coeficientes de transferência de calor e massa e das propriedades físicas dos produtos a secar.

Para modelar o funcionamento de secadores, os fatores significativos que são considerados nos modelos podem ser classificados em:

- Propriedades físicas dos sólidos: tamanho, forma, densidade e teor de umidade da partícula;
- Condições de operação: fluxo e temperatura de alimentação, temperatura, velocidade e umidade do gás de secagem.

É importante observar que os termos utilizados, no momento da realização de uma modelagem, são os fatores que interferem de forma direta ou indireta no processo de secagem.

2.4 Comportamento higroscópico

2.4.1 Isotermas de sorção

Define-se umidade de equilíbrio como sendo o teor de umidade de um material depois de exposto a um ambiente em condições de temperatura e umidade relativa (UR) controladas, após um determinado intervalo de tempo.

A isoterma de sorção de umidade de um material é a representação gráfica do seu teor de umidade de equilíbrio como uma função da umidade relativa do ambiente no qual a amostra foi inserida (ou da atividade de água), a uma determinada temperatura. Ela pode ser de adsorção ou de dessorção, segundo a determinação do teor de umidade final do produto tenha sido ao longo de um processo de umidificação ou de secagem, respectivamente (TEIXEIRA NETO, 1987).

A umidade relativa do ambiente, consiste na relação entre a pressão parcial de vapor do produto e a de saturação, no equilíbrio, consiste na atividade de água (a_w) conforme mostra da Equação 7:

$$a_w = \frac{p_v}{p_{sat}} = UR \quad (7)$$

Onde:

p_v = Pressão de vapor da água (Pa);

p_0 = Pressão de saturação de vapor de água (Pa);

UR = Umidade relativa do ambiente.

O conhecimento das isotermas de sorção é muito importante na concentração, desidratação e secagem de materiais diversos, na previsão de estabilidade química, enzimática e microbiológica, na seleção de material de embalagem, bem como na determinação da qualidade e tempo de vida de prateleira de alimentos (CAVALCANTE, 2003).

A Figura 2 apresenta a curva típica característica das isotermas de adsorção de muitos produtos desidratados.

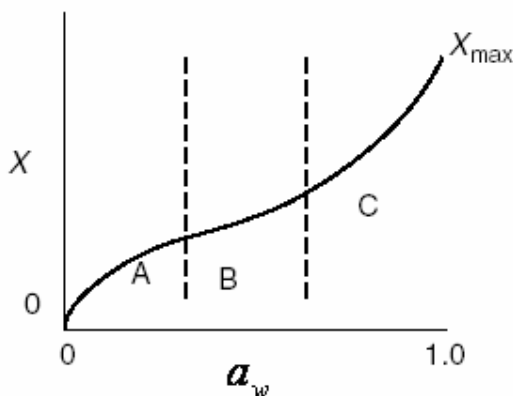


Figura 2: Representação geral de uma isoterma de adsorção, característica de muitos produtos alimentícios desidratados

Fonte: Mujumdar (2006).

Uma isoterma de adsorção pode apresentar três regiões dependendo da condição da água presente, (Figura 2), de acordo com Fortes & Okos (1980).

Na região **A**, a água está altamente ligada a sítios individuais e não está disponível para reações. Nesta região, a curva côncava para o eixo de a_w , esta contida a umidade associada a adsorção da primeira camada de vapor de água na superfície do material adsorvente

(monocamada). A energia de ligação depende da superfície do material, de sua estrutura e de seus constituintes químicos, além das propriedades físicas e químicas da água. Situa-se numa faixa de atividade de água (a_w) 0 e 0,35.

Região **B**, a água encontra-se mais fracamente ligada. Representa a adsorção nas camadas adicionais acima da monocamada e compreende a uma faixa de 0,35 e 0,60 de a_w . A energia envolvida é predominantemente a de condensação.

Região **C**, a água está presente em grandes capilares. Representa a região de condensação capilar, onde a umidade condensa nos poros do material, seguida pela dissolução de componentes solúveis presentes.

2.4.2 Descrição matemática de isotermas de sorção

As isotermas de sorção são representadas em forma de gráficos a partir dos dados experimentais e podem ser ajustadas por vários modelos empíricos ou teóricos. Modelos matemáticos nem sempre simples têm sido utilizados para descrever as isotermas de sorção de um grande número de produtos naturais (MOLINA-FILHO *et al.*, 2006).

Para o ajuste matemático dos dados experimentais das isotermas é necessário utilizar-se modelos e fazer a correspondência entre o teor de umidade do produto analisado (X_e) e a atividade de água (a_w), fornecendo informações importantes sobre o fenômeno de dessorção, como a água absorvida na monocamada molecular ou o calor de dessorção, para as camadas subseqüentes. Desta forma, são encontradas na literatura descrições de diversos modelos matemáticos utilizados para ajustar isotermas de sorção em produtos naturais (Tabela 1).

Ayrosa *et al.* (2007) estudaram o comportamento higroscópico do pericárdio bovino, foram traçadas curvas de adsorção e dessorção de umidade nas temperaturas de 15, 25 e 35°C. Os modelos matemáticos de BET e GAB ajustaram-se bem às isotermas em todas as temperaturas estudadas.

O comportamento higroscópico do resíduo seco camarão-rosa foi determinado por Assunção & Pena (2007) nas temperaturas de 10, 25 e 40°C. De acordo com os autores os modelos de Oswin e Hasley (bi-paramétricos) e GAB e BET podem ser usados na predição das isotermas de sorção do resíduo.

Para estimativa das constantes dos modelos, GAB, BET, HASLEY, OSWIN e HENDERSON, a partir de dados experimentais de sorção de umidade, geralmente utilizam-se os métodos direto e indireto

para a análise de regressão não linear.

Tabela 1: Modelos matemáticos de isotermas de sorção de umidade.

Nome do Modelo	Modelo
GAB	$X_e = \frac{X_m C_G K_G a_w}{(1 - K_G a_w)(1 - K_G a_w + C_G K_G a_w)} \quad (8)$
BET	$X_e = \frac{(X_m \cdot C \cdot a_w) \cdot (1 - (n + 1) \cdot a_w^n + n \cdot a_w^{n+1})}{(1 - a_w) \cdot (1 + (C - 1) \cdot a_w - C \cdot a_w^{n+1})} \quad (9)$
HASLEY	$a_w = \exp\left(\frac{A}{X_e^B}\right) \quad (10)$
OSWIN	$X_e = A \left(\frac{a_w}{1 - a_w} \right)^B \quad (11)$
HENDERSOM	$X_e = \left[\frac{-\ln(1 - a_w)}{B} \right]^{1/A} \quad (12)$

Fonte: PARK *et al.* (2001)

Sendo:

a_w = atividade de água, adimensional;

X_e = umidade de equilíbrio, b.s;

n = número de camadas moleculares;

X_m = conteúdo de umidade na monocamada molecular, kg kg⁻¹;

C e C_G , constante de BET e GAB, respectivamente que estão relacionadas ao calor de sorção da camada molecular de água;

K_G , constante relacionada ao calor de sorção das múltiplas camadas, acima da monocamada de água na isoterma de GAB.

A e B , constantes de ajuste do modelo.

2.5 Técnica de Fluidodinâmica Computacional

As soluções de problemas práticos em dinâmica dos fluidos eram antes do surgimento dos computadores, de exclusividade da pesquisa

experimental, que através de observações em laboratórios estudam situações próximas da realidade. Por outro lado, os pesquisadores teóricos, se restringiam à resolução de problemas bem formulados e bastante simplificados, geralmente fazendo uso de modelos analíticos. Com o advento dos computadores e a intensificação da pesquisa na área da análise numérica, surgiu um segmento direcionado ao estudo da dinâmica dos fluidos que atualmente é conhecida como Dinâmica de Fluido Computacional, ou CFD (*Computational Fluid Dynamics*).

O termo Fluidodinâmico Computacional pode ser descrito de forma generalizada, como a simulação numérica de todos aqueles processos físicos e/ou físico-químicos que apresentam escoamento. A predição dos campos de concentração, velocidades, pressão, temperaturas, propriedades em regime turbulento e outras, são efetuadas através de modelos microscópicos baseados nos princípios gerais de conservação da massa, da energia e da quantidade de movimento, nos domínios do espaço e do tempo. No campo da aerodinâmica todos esses fenômenos são governados pela equação de Navier-Stokes (FONTES *et al.*, 2005).

A indústria aerodinâmica foi a principal impulsionadora dos estudos e do avanço da fluidodinâmica computacional e, por exemplo, a solução do escoamento turbulento supersônico sobre um aerofólio que na década de 60 consumiria um tempo de computação de aproximadamente 30 anos e um custo de 10 milhões de dólares, usando computadores do tipo IBM 704, nos dias de hoje, utilizando os computadores atuais, não iriam requerer mais do que minutos de CPU com custo de centenas de dólares (MALISKA, 1995).

Existem duas maneiras básicas de se analisar um problema de CFD: uma é através do desenvolvimento de um código específico para a situação física de interesse com modelos e programas numéricos; e a outra, através da utilização de um código comercial aplicável à grande gama de situações físicas (LOURENÇO, 2006).

Mais que simples resolvidores de sistemas de equações, os pacotes de CFD comerciais são códigos que permitem a geração de malhas, o controle e acompanhamento da solução ao longo das interações, além de disponibilizarem um display de resultados com alta capacidade gráfica para geração dos resultados, tendo como uma de suas principais vantagens a rápida geração de resultados para sistemas simples (geometria simples, uma única fase e 2D).

A maior parte dos códigos CFD comerciais usam a metodologia de volumes finitos, na qual as equações governantes são discretizadas na forma de um volume integral. Estes códigos possuem diferentes

esquemas de interpolação e métodos de discretização que podem ser adotados conforme exigência de estabilidade ou outros critérios que o usuário julgue importantes.

De modo a fornecer um meio mais fácil de resolver e analisar problemas de escoamentos de fluidos, a grande maioria dos programas computacionais de CFD é subdividida em cinco elementos principais: um gerador de geometria, um gerador de malha, um pré-processador, um processador que obtém a solução e um pós-processador.

2.6 Método dos Volumes Finitos

O método dos volumes finitos consiste na integração formal das equações de conservação que regem os fenômenos que se deseja estudar. Esses fenômenos são basicamente o escoamento (descrito pelas equações da continuidade, de conservação de quantidade de movimento e pelo modelo de turbulência) e a troca de calor (descrita pela equação de conservação de energia).

Segundo Maliska (2004) a tarefa de um método numérico é resolver uma ou mais equações diferenciais, substituindo as derivadas existentes por expressões algébricas que envolvem a função incógnita.

Conforme Pino & Lage (2001), o método dos volumes finitos (MVF) é muitas vezes confundido com o método das diferenças finitas (MDF), pois muitas vezes geram, após a discretização, equações algébricas idênticas. Ambos são utilizados para solucionar problemas de valor de contorno ou inicial, entretanto o MDF possui uma dedução puramente matemática, a partir das aproximações de derivadas usando séries de Taylor. Já o MVF possui uma base física.

Todo método que, para obter as equações aproximadas, satisfaz a conservação da propriedade em nível de volumes elementares é um método de volumes finitos. Existem duas maneiras de se obter as equações aproximadas no método dos volumes finitos. A primeira é a realização de balanços da propriedade em questão nos volumes elementares, ou volumes finitos, e a segunda é integrar sobre o volume elementar, no espaço e no tempo, as equações na forma conservativa. Forma conservativa é aquela em que na equação diferencial os fluxos estão dentro do sinal da derivada e, na primeira integração, aparecem os fluxos nas fronteiras do volume elementar, equivalente, portanto, ao balanço (MALISKA, 2004).

É fácil reconhecer que os processos são equivalentes, pois basta lembrar que, para deduzir as equações diferenciais que representam os

fenômenos físicos, é necessário primeiro realizar um balanço em volume finito, fazendo-se em seguida, o processo de limites para obter a equação diferencial. Para ilustrar a conexão entre as equações aproximadas usadas no método dos volumes finitos e as equações diferenciais na forma conservativa, considere o volume elementar bidimensional mostrado na Figura 1.

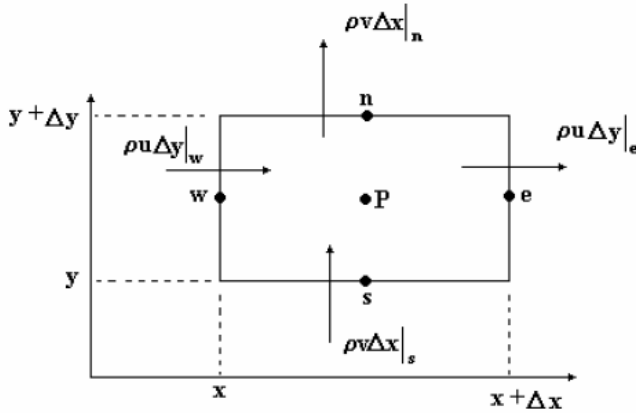


Figura 3: Volume elementar para os balanços de conservação

O interesse, nesse momento, é deduzir a equação diferencial que representa a conservação da massa em regime permanente. O balanço de massa no volume elementar mostrado na Figura 3 é dado por:

$$\dot{m}_e - \dot{m}_w + \dot{m}_n - \dot{m}_s = 0 \quad (13)$$

que é exatamente a conservação de massa para regime permanente. Em termos das velocidades, para o volume elementar no sistema de coordenadas cartesianas, tem-se:

$$\rho u \Delta y|_s - \rho u \Delta y|_w + \rho v \Delta x|_n - \rho v \Delta x|_s = 0 \quad (14)$$

onde as letras minúsculas e , w , n e s na Figura 3 representam, respectivamente, os pontos cardeais leste, oeste, norte e sul e são a nomenclatura usada para identificar as faces do volume de controle na discretização numérica. Dividindo a Equação 14 pelo produto $\Delta x \Delta y$, encontramos

$$\frac{\rho u|_e - \rho u|_w}{\Delta x} + \frac{\rho v|_n - \rho v|_s}{\Delta y} = 0 \quad (15)$$

que, após a aplicação do limite, resulta na forma diferencial conservativa da equação de conservação da massa

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = 0 \quad (16)$$

A Equação 16 está na forma conservativa, pois os produtos ρu e ρv estão dentro dos sinais de derivada. A equação de conservação para um volume finito é passo intermediário para se obter a equação de conservação em nível infinitesimal.

A obtenção de uma aproximação numérica da equação da conservação da massa infinitesimal através da sua integração no volume elementar é a prática corrente de método dos volumes finitos. Realizando a integração da Equação 16 sobre o volume mostrado na Figura 3, obtém-se

$$\int_w^e \int_s^n \left[\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) \right] dx dy = 0 \quad (17)$$

$$\int_s^n [\rho u|_e + \rho u|_w] dy + \int_w^e [\rho v|_n + \rho v|_s] dx = 0 \quad (18)$$

Considerando que o fluxo de massa avaliado no meio da face do volume de controle representa a média da variação na face, podemos escrever

$$\rho u \Delta y|_s - \rho u \Delta y|_w + \rho v \Delta x|_n - \rho v \Delta x|_s = 0 \quad (19)$$

Que é exatamente a Equação 14, obtida através do balanço. Essa equação pode ser também escrita como

$$\dot{m}_e - \dot{m}_w + \dot{m}_n - \dot{m}_s = 0 \quad (20)$$

Essa equação, ou a Equação 13, é a equação aproximada que vale

para o volume P . Portanto, realizar a integração da forma conservativa da equação diferencial ou fazer o balanço são procedimentos equivalentes. Realizando a integração para todos os volumes elementares obtém-se um sistema de equações algébricas, cuja solução é a solução numérica procurada para o problema.

A alta aplicabilidade do MVF deve-se inicialmente à facilidade da generalização e implementação numérica, que possibilitou o desenvolvimento de softwares comerciais, tais como o CFX, FLUENT e PHOENIX. Outro fator importante é a pouca memória computacional requerida, e, comparação com outros métodos, fazendo com que um menor número de simplificações sejam utilizadas, obtendo-se assim resultados mais próximos da realidade (MEIER, 1998).

2.7 Geração de Malhas Computacionais

A precisão das soluções em CFD é governada pelo número de células da malha. O tempo de simulação e o esforço computacional também são dependentes do refinamento da malha, visto que uma malha de boa qualidade pode tornar os códigos CFD mais robustos quando bem construída independente do resolvidor de fluxo utilizado. Sendo assim, a etapa de geração da malha tem se tornado a etapa mais importante e que demanda mais tempo na análise de CFD.

Uma malha bem gerada, respeitando-se as concentrações de células no local requerido pelo problema físico, evitando-se elementos distorcidos e com variação suave de espaçamento entre os elementos, não é uma tarefa fácil de realizar. É necessário, portanto, conhecer os métodos de geração de malhas para escolher o que mais se adequa o problema estudado, (MALISKA, 2004).

Os tipos de malha, basicamente são definidas como estruturadas, não estruturadas e híbridas, são discutidos a seguir ilustrados na Figura 4.

a) Malha Estruturada

A malha estruturada é disposta em um padrão regular repetido chamado de bloco, que pode ser quadrilátero quando em 2D e elementos hexaédricos regulares em 3D.

Embora a topologia de elemento seja fixa, a grade pode ser moldada para sofrer alterações como torcer ou esticar. Geradores de malhas bem estruturadas utilizam equações elípticas sofisticadas para aperfeiçoar a forma da malha automaticamente, buscando a uniformidade e ortogonalidade.

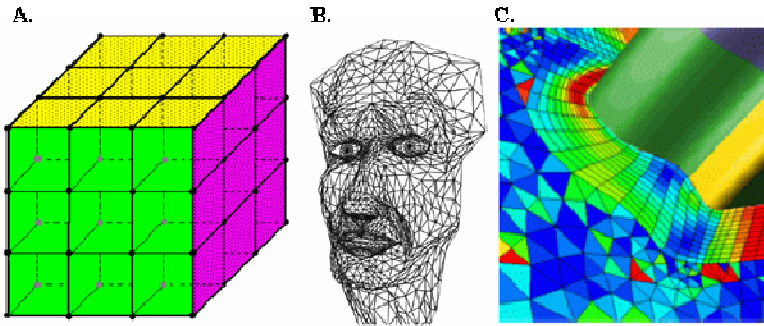


Figura 4: Tipos de malhas computacionais de discretização: A. estruturada, B. não estruturada, C. malha híbrida.

Fonte: Santos (2008).

Inicialmente, o usuário teria que gerar vários blocos e conectá-los até que todo o volume fosse alcançado. No entanto, com o surgimento do sistema multiblocos estruturados, gera-se uma grade que conecta vários blocos ponto a ponto até alcançar todo o domínio, incluindo-se os contornos do domínio. A técnica de multiblocos aumenta a eficiência da resolução, pois permite utilizar algoritmos robustos projetados para o bloco estruturado, interagindo-se ao longo dos blocos do domínio até a convergência (DUARTE, 2006).

A principal vantagem sobre outros tipos de malhas é que a malha estruturada permite a condensação ou dispersão de pontos nas regiões com gradientes diferenciados do fluxo da grandeza a estudar. Malhas estruturadas possuem um número constante de células vizinhas, o que após a discretização das equações, dá origem a um sistema de equações algébricas, que por sua vez possui uma matriz de coeficientes diagonal. Matrizes diagonais possuem alto índice de asparsidade (elementos nulos da matriz). Dependendo do método de resolução do sistema linear, somente os elementos não-nulos da matriz serão manuseados, influenciando grandemente na taxa de convergência e no tempo de simulação (MALISKA, 2004).

A principal desvantagem das malhas de bloco estruturado é o tempo e perícia exigidos para se obter uma ótima estrutura de bloco. Algumas geometrias, como cones, não comportam formatos de blocos estruturados.

b) Malha Não-Estruturada

A malha não estruturada distribui os elementos de maneira aleatória, sem apresentar um padrão repetido. Estes tipos de grades

geralmente utilizam elementos triangulares em 2D e tetraédricos em 3D, porém atualmente já existem códigos capazes de gerar elementos hexaédricos não estruturados em 3D. A conectividade das malhas não estruturadas varia ponto a ponto, ocorrendo assim elementos de formas e tamanhos diferentes dentro da malha e assim, podem apresentar vizinhos locais arbitrariamente variados, (VAZ, 2003).

Em discretizações não estruturadas, pode-se ter diferentes números de vizinhos para cada volume, originando com banda diagonal variável, o que exige métodos mais elaborados para a solução dos sistemas lineares (MALISKA, 2004).

A vantagem de métodos de malha não estruturada é que eles se moldam facilmente a geometrias complexas, por apresentarem número ímpar de pontos de amarração, habilitando a solução destes problemas em um período relativamente curto de tempo.

A principal desvantagem de malhas não-estruturadas é a falta de controle do usuário sobre a disposição da malha, que se limita a definir os limites e tamanho das células da malha. A malha ainda apresenta a característica de ser isotrópica. Além disso, simulações utilizando malhas não-estruturadas demandam mais tempo e memória computacional do que as malhas estruturadas (SANTOS, 2008).

c) Malhas Híbridas

O método de malhas híbridas consiste na utilização simultânea das malhas estruturadas e não estruturadas em regiões específicas de forma a evidenciar suas vantagens. O elemento de controle é subdividido em regiões distintas, onde se aplicam elementos de grade estruturada e não estruturada, como mostra a Figura 4C.

2.8 Equações do Modelo

A predição dos campos de velocidade, concentração, temperaturas e propriedades em regime turbulento em fluidodinâmica computacional são efetuadas através de modelos baseados nos princípios de conservação da massa, da energia e da quantidade de movimento, nos domínios do espaço e do tempo. Quando aplicada em um fluido contínuo, estas leis de conservação dizem respeito à taxa de mudança da propriedade de um desejado fluido por forças externas.

Uma derivação mais detalhada das equações de conservação em suas formas mais adequadas para sua aplicação em CFD pode ser obtida em Anderson (1995).

2.8.1 Equação de Conservação de Massa

Os fluxos de massa na entrada de um volume de controle devem ser exatamente iguais a aqueles que saem. O princípio físico de que a massa é conservada, quando aplicado a um elemento de volume infinitesimal, pode ser expresso em palavras como: fluxo de massa resultante que sai do elemento deve ser igual à taxa de diminuição de massa dentro do elemento. Denotando a diminuição da massa como uma quantidade negativa, esta afirmação pode ser expressa pela Equação 19:

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = 0 \quad (19)$$

2.8.2 Equação de Conservação da Quantidade de Movimento

Nesta seção será aplicado outro princípio fundamental da física em um modelo de escoamento, que é a segunda lei de Newton, que pode ser expressa em palavras como: força é igual à massa multiplicada pela aceleração.

$$\vec{F} = m \vec{a} \quad (20)$$

A segunda lei de Newton quando aplicada ao elemento de fluido, diz que a força resultante no elemento de fluido é igual à sua massa multiplicada pela aceleração do elemento. Esta é uma relação vetorial, e assim pode ser dividida em três relações escalares nos eixos x , y e z .

Considerando o lado esquerdo da Equação 20, pode-se dizer que o elemento de fluido sofre a ação de uma força, existindo duas fontes:

Forças de campo, que agem diretamente em todo o volume do elemento de fluido. Essas forças agem a distância. Forças gravitacionais, elétricas e magnéticas fazem parte desse grupo.

Forças de contato, que agem diretamente na superfície do elemento de fluido. Elas podem ter duas fontes: (a) a distribuição de pressão agindo na superfície, imposta pela massa de fluido na vizinhança do elemento de fluido, e (b) a distribuição de tensão de cisalhamento e de tensão normal agindo na superfície, também imposta

pelo fluido na vizinhança puxando ou empurrando através do atrito.

As equações de conservação de momento em coordenadas cartesianas para fluidos incompressíveis e newtonianos são dadas pelas Equações 21, 22 e 23 (CHEN, 2006):

$$\rho \left(\frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) = \rho a_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right) \quad (21)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v_y}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} \right) = \rho a_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \right) \quad (22)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = \rho a_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right) \quad (23)$$

Elas são chamadas de equações de *Navier-Stokes* em homenagem a dois homens – o francês M. Navier e o inglês G. Stokes – que obtiveram independentemente a equação na primeira metade do século XIX.

2.8.3 Equação da Conservação de Energia

Princípio físico: Energia é conservada

A lei da conservação, ou Primeira Lei da Termodinâmica descreve que a taxa de variação de energia de um elemento de fluido é igual a sua troca térmica (taxa de calor) mais a taxa de trabalho realizado sobre ou pelo elemento (NORTON & SUN, 2006). A equação de conservação de energia em coordenadas cartesianas, desconsiderando-se os efeitos de dissipação viscosa, geração interna de energia (calor) e dissipação, é dada pela Equação 24 (CHEN, 2006):

$$\frac{\partial T}{\partial t} + v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \frac{\partial T}{\partial y} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{1}{\rho c_p} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] \quad (24)$$

As equações acima estão escritas para um problema tridimensional, pois o pacote computacional permite a resolução de problemas tridimensionais. O pacote computacional também possibilita que seja resolvida a equação da conservação da espécie química de maneira acoplada às equações descritas acima.

CAPÍTULO III

MATERIAL E MÉTODOS

A metodologia consistiu em iniciar um estudo utilizando um módulo experimental de secagem, com o intuito de se obter os parâmetros cinéticos e desenvolver o modelo computacional para a secagem da linguiça calabresa. Na primeira etapa do plano de trabalho, desenvolveu-se um estudo referente à secagem da linguiça calabresa em um secador tipo túnel, considerando propriedades como coeficiente de difusão e condutividade térmica constantes.

Na etapa posterior utilizou-se um forno industrial piloto, onde o objetivo foi avaliar a capacidade do modelo computacional de prever a dinâmica do escoamento do ar no interior da câmara de cozimento e, conseqüentemente validar o modelo desenvolvido.

Por fim, realizou-se a simulação da secagem de um conjunto de peças de linguiça calabresa no forno industrial piloto, determinando os perfis de temperatura e umidade dos produtos ao longo do processo, com coeficientes de difusão e condutividade térmica variáveis.

3.1 Secagem da linguiça calabresa em secador tipo túnel

Neste capítulo serão apresentados o produto, equipamento, procedimento experimental e o modelo matemático desenvolvido, seguido da aplicação deste modelo em malhas não-estruturadas para simulação da secagem da linguiça calabresa.

3.1.1 Produto

Foi utilizado um produto cárneo embutido (linguiça tipo calabresa) *in natura*, com geometria cilíndrica de comprimento de 9,0 cm e diâmetro de 3,0 cm adquirido em um frigorífico regional (Videira, SC).

3.1.2 Equipamento

O equipamento utilizado no experimento consiste em um secador tubular composto de quatro partes: ventilador para insuflar o ar, câmara de aquecimento do ar via resistência elétrica e túnel de escoamento onde está localizado o material. Um esquema do equipamento encontra-se disposto na Figura 5.

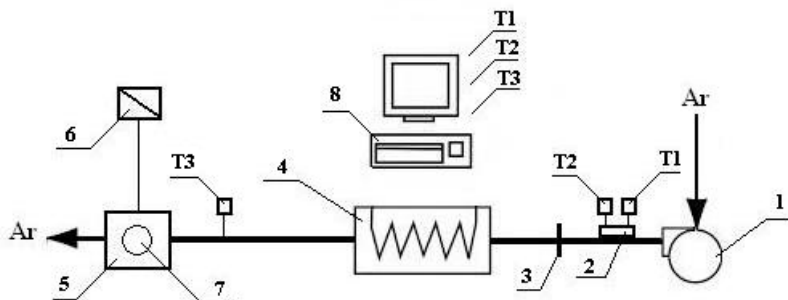


Figura 5: Esquema do equipamento de secagem utilizado: (1) ventilador centrífugo; (2) psicrômetro; (3) placa de orifício; (4) câmara de aquecimento; (5) câmara de secagem; (6) balança eletrônica, (7) amostra do material; (8) microcomputador; (T1) termopar para bulbo seco; (T2) termopar para bulbo úmido; (T3) termopar para a secagem.

Os termopares foram conectados a um computador para aquisição dos dados relativos às temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido do ar de entrada e do ar quente de secagem. Além disso, um transmissor de temperatura (Pt100) foi inserido no interior da linguiça calabresa, os dados de temperatura foram coletados por um registrador eletrônico.

3.1.3 Procedimento experimental de secagem

A monitoração do ensaio experimental foi efetuada através da determinação da variação da massa das amostras com o tempo, em intervalos de 20 minutos até o final da secagem. As condições do ar foram: velocidade de escoamento de 2 m/s, temperaturas de $60 \pm 1^\circ\text{C}$ e $80 \pm 1^\circ\text{C}$ e umidade absoluta (UA) $0,019 \pm 0,002 \text{ kg}_{\text{água}}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$. As amostras foram secas até a umidade abaixo de 45% (base úmida).

3.1.4 Composição Química

Determinou-se os constituintes da linguiça calabresa utilizando métodos analíticos: proteínas, carboidratos, gorduras, cinzas e umidade segundo as normas oficiais da A.O.A.C.(1995).

3.1.5 Isoterma de dessorção de umidade

A umidade de equilíbrio das amostras foi determinada por isotermas de dessorção, nas temperaturas de 40, 60 e 80°C. Para obter a isoterma, foi utilizado o método gravimétrico estático, com o uso de soluções de ácido sulfúrico em diferentes concentrações. Utilizou-se uma massa inicial de aproximadamente 1g. As amostras permaneceram em ambiente hermético, com temperatura controlada, até 30 dias, cujas massas foram quantificadas no primeiro, sétimo, décimo, décimo quarto e vigésimo primeiro dias em balança com precisão de 0,001g. A repetitividade dos dados foi verificada através das réplicas.

Obtiveram-se as umidades de equilíbrio (Equação 25) das amostras, em base seca, pela relação entre a massa de água no equilíbrio e a massa seca.

$$X_e = \frac{m_{\text{água}}}{m_s} 100 \quad (25)$$

Em que: X_e é a umidade de equilíbrio (% base seca); $m_{\text{água}}$ a massa de água contida na amostra na condição de equilíbrio (g); m_s a massa seca da amostra (g).

A Tabela 2 apresenta os valores de umidades relativas para cada concentração de ácido sulfúrico a cada temperatura de estudo considerada.

Tabela 2: Umidade relativa do ar em equilíbrio com soluções de ácido sulfúrico (H_2SO_4) nas temperaturas de 40, 60 e 80°C.

Concentração H_2SO_4 (% p/p)	Temperatura 40°C	Temperatura 60°C	Temperatura 80°C
20	0,881	0,883	0,885
25	0,829	0,833	0,838
30	0,758	0,765	0,774
35	0,673	0,685	0,698
40	0,577	0,593	0,609
45	0,475	0,494	0,513
50	0,373	0,394	0,415
55	0,274	0,296	0,317
60	0,180	0,20	0,219
65	0,11	0,127	0,144
70	0,048	0,062	0,076

Fonte: Collins, (1933).

3.1.6 Estimativa do coeficiente convectivo de transferência de calor

Para estimar o coeficiente convectivo de transferência de calor (h_c), utilizou-se uma correlação clássica da literatura, descrita por Geankoplis (1983) indicada para a secagem com escoamento de ar perpendicular à superfície do material, a qual é expressa pela Equação 26:

$$h_c = 1,17(G)^{0,37} \quad (26)$$

Onde:

G é o fluxo mássico do ar (kg/h m^2), sendo igual a $(\rho \cdot v)_{\text{ar}}$, ρ_{ar} a densidade do ar (kg/m^3) e v_{ar} a velocidade do ar (m/s).

3.1.7 Modelagem Matemática - Equações do modelo

Fluidodinâmica computacional (CFD) é o termo dado ao grupo de técnicas matemáticas, numéricas e computacionais, usadas para obter, visualizar e interpretar soluções computacionais para as equações de conservação de grandezas físicas de interesse de um dado

escoamento. A origem dessas equações de conservação é a teoria de fenômenos de transporte. No campo da fluidodinâmica todos esses fenômenos são governados pela equação de Navier-Stokes. Quando aplicada a um fluido contínuo, estas leis de conservação dizem respeito à taxa de mudança de certa propriedade desse fluido devido às forças externas e envolvem:

Lei da Conservação da massa (continuidade) – em regime estacionário, a quantidade de massa que escoar para um determinado elemento de fluido seja exatamente a mesma que deixa esse elemento (NORTON & SUN, 2006).

Conservação da quantidade de movimento (segunda lei de Newton) – a força resultante no elemento de fluido é igual à sua massa multiplicada pela aceleração do elemento.

Lei da conservação da energia (primeira lei da termodinâmica) – a taxa de variação da energia da partícula de um fluido é igual ao fluxo de calor para dentro do elemento e o trabalho realizado pelas forças de campo e superfície sobre a partícula.

Ao aplicar estas leis de conservação sobre o um elemento infinitesimal fixo no espaço, é possível determinar um sistema de equações que levam em consideração as mudanças na massa, quantidade de movimento e energia com o fluido se movendo através das fronteiras do volume de controle. As equações resultantes podem ser escritas na forma diferencial:

Conservação da massa (equação da continuidade):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (27)$$

Conservação da quantidade de movimento (equação de Navier-Stokes) escrita para a direção x:

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho v_x = - \left(\frac{\partial}{\partial x} \rho v_x v_x + \frac{\partial}{\partial y} \rho v_y v_x + \frac{\partial}{\partial z} \rho v_z v_x \right) - \left(\frac{\partial}{\partial x} \tau_{xx} + \frac{\partial}{\partial y} \tau_{yx} + \frac{\partial}{\partial z} \tau_{zx} \right) - \frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x \quad (28)$$

Equação da conservação da energia:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho C_p T) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j C_p T) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\kappa \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = s_T \quad (29)$$

Onde:

κ - condutividade térmica (W/m K);
 C_p - calor específico (W/kg K);
 g - aceleração da gravidade (m/s²);
 i e j - índice de coordenadas cartesianas
 P - pressão (Pa);
 s_T - termo de geração (W/m³);
 T - temperatura (K);
 t - tempo (s);
 u - componente velocidade (m/s);
 x - coordenada cartesiana (m);
 μ - viscosidade dinâmica (kg/m s);
 ρ - densidade em (kg/m³).

3.1.8 Modelagem Numérica

O código comercial de CFD, o Ansys CFX 11.0, foi utilizado para a discretização e solução das equações. Este pacote comercial é composto por três módulos: o pré-processador, o processador e o pós-processador.

O pré-processador possui duas partes: a primeira é utilizada para criar uma geometria multibloco, composta por sólidos hexaédricos, onde estes dão suporte à construção de uma malha numérica tetraédrica nas superfícies dos sólidos, sendo esta a representação da geometria no plano computacional; a segunda é utilizada para a geração de um arquivo onde são escolhidos os modelos matemáticos e as ferramentas numéricas necessárias para a solução, gerando desta forma um modelo numérico.

O processador é um módulo de solução numérica, onde as técnicas numéricas de volumes finitos são empregadas para a solução do modelo numérico gerado no pré-processador.

O pós-processador é utilizado para a visualização científica dos resultados obtidos no processador na forma de mapa de cores, vetores e animações gráficas.

3.1.9 Simulação – CFD

As simulações utilizando as técnicas de CFD foram caracterizadas em duas etapas. A primeira etapa constituiu na análise do

fluxo externo com a determinação da variação espacial dos coeficientes convectivos de transferência de calor e massa. Na etapa posterior determinou-se a transferência de calor e massa no sólido (linguiça calabresa) obtendo-se os perfis internos de umidade e temperatura.

A Figura 6 esquematiza os domínios externo e interno de cálculo para a secagem da linguiça calabresa, com as condições do ar na entrada de $v = 2,0$ m/s; $T = 60$ e 80 °C e umidade absoluta de $0,019$ kg_{água}/kg_{ar seco}. As equações diferenciais parciais utilizadas para determinar os fluxos convectivos de calor em torno do objeto (linguiça calabresa) foram as de conservação da massa, momento e energia. As propriedades térmicas do fluido (ar) foram consideradas constantes.

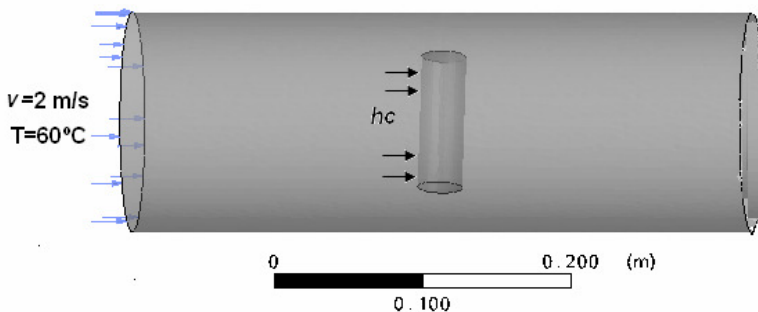


Figura 6: Condições do ar e domínios externo e interno de cálculo; h_c é o coeficiente de transferência de calor local.

Na solução das equações diferenciais parciais do modelo, é empregado o método dos volumes finitos. A dimensão dos volumes é definida pela malha numérica. No centro de cada um dos volumes existentes são realizados os cálculos de balanço de quantidade de movimento e energia. Todas as variáveis são definidas no centro do volume de controle, e estes são conectados com as variáveis dos volumes vizinhos através das fronteiras preenchendo, desta forma, todo o domínio físico a ser calculado. O acoplamento da pressão-velocidade empregado foi o SIMPLEC, com esquema de interpolação de primeira ordem “UPWIND” (MALISKA, 2004).

No módulo de pré-processamento, utilizou-se o pré-processador ICEM-CFD (programa pertencente ao Ansys CFX), onde uma malha numérica 3D composta de 187.000 elementos tetraédricos foi utilizada para representar ao domínio fluidodinâmico externo da secagem (Figura 7A). A geometria 3D do aparato experimental desenvolvida possuía

dimensões equivalentes ao utilizado. O domínio interno de secagem caracterizando a segunda etapa constituiu-se de uma malha com 20.000 elementos tetraédricos representando a linguiça calabresa (Figura 7B).

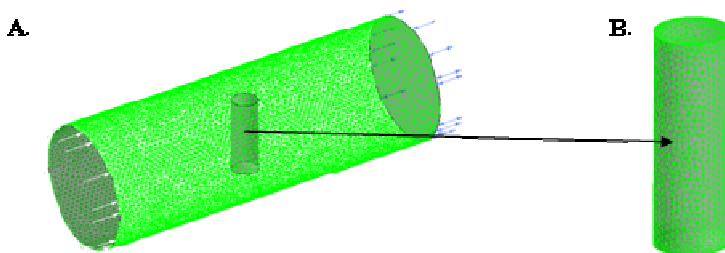


Figura 7: Malha tetraédrica: A.túnel de secagem; B. linguiça calabresa.

Os processos físicos de difusão de massa no interior do produto obedecem às leis da conservação. Durante a secagem o calor é transferido principalmente por convecção na superfície material e por condução até o centro. Neste período a umidade difunde para a superfície externa do material. A distribuição de temperatura umidade no material pode ser estimada de acordo com as seguintes equações de difusão de calor e umidade:

3.1.9.1 Transferência de calor no sólido

A variação espacial dos coeficientes convectivos de transferência de calor (h_c) do ar, na superfície do sólido (calabresa) foram determinados de acordo com a seguinte equação (TRUJILLO & PHAM 2006):

$$h_c = \frac{q_{conv}}{(T_s - T_\infty)} \quad (30)$$

Onde q_{conv} é o fluxo de calor convectivo à superfície (W/m^2), T_s é a temperatura na superfície K, T_∞ é a temperatura do ar K.

O processo de distribuição de calor no sólido pode ser modelado pela Equação Diferencial Parcial de Condução. A equação abaixo é derivada do balanço de energia da água líquida no sólido, a temperatura T é então calculada como (HOLMAN, 1968):

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{k}{\rho c_p} \nabla^2 T \quad (31)$$

Onde T é a temperatura em K, t o tempo em s, ρ a densidade do material em kg/m^3 , c_p o calor específico do material em J/kg K , k a condutividade térmica em W/m K e X é o conteúdo de água líquida em $\text{kg água/kg produto}$. O valor da entalpia de vaporização da água λ , foi obtido através da literatura, sendo igual a $2358,50 \text{ kJ/kg}$ (KARATHANOS,1999). As propriedades físico-químicas do material como calor específico, densidade e condutividade térmica foram considerados constantes. A condutividade térmica do produto, calor específico e densidade utilizados foram: $0,42 \text{ W/m K}$, $3,60 \text{ kJ/kg K}$ e $0,90 \text{ kg/m}^3$, respectivamente (SUN & HU, 2003).

Admitindo-se que a temperatura do sólido é igual à temperatura do ar ambiente, tem-se a seguinte condição inicial (Equação 32):

$$T(x, y, z, 0) = T_0 \quad (32)$$

As seguintes condições de contorno foram aplicadas na superfície do sólido:

$$-k \nabla T|_s = h_c (T_\infty - T_s) - \lambda \rho_s D_{ef} \nabla X|_s \quad (33)$$

A temperatura no sólido resultará dos efeitos da condução do calor no interior do material, do calor sensível transferido por convecção pelo ar para a superfície e do calor latente fornecido para evaporação parcial da água do produto. T_∞ e T_s são as temperaturas em K do ar de secagem e da superfície do material, T_0 é a temperatura inicial do produto, ρ_s é a densidade do sólido seco e h_c ($\text{W/m}^2 \text{ K}$) o coeficiente convectivo de transferência de calor convectivo.

3.1.9.2 Difusão de umidade no sólido

A equação para a difusão da água livre por difusão de líquido é modelada através da lei de Fick. Então a umidade torna-se:

$$\frac{\partial X}{\partial t} = D_{ef} \nabla^2 X \quad (34)$$

Na condição inicial para resolver a Equação 34 utilizou-se o teor

de umidade ($\text{kg}_{\text{água}}/\text{kg}_{\text{sólido seco}}$) no tempo igual a zero (início do processo, Equação 35).

$$X = X_i \quad (35)$$

A resistência externa a transferência de massa não é negligenciável principalmente para baixas velocidades de ar de secagem. Neste caso, a concentração na superfície do sólido será determinada considerando o coeficiente de transferência de massa entre o sólido e o fluido. Assim, considerando a importância da resistência externa, a apropriada condição de contorno para resolver o modelo de difusão de umidade pode ser escrita pela Equação 36 (SIMAL *et al.*, 2003):

$$-D_{ef} \rho_s \nabla X \Big|_s = k_G (Y_s - Y_\infty) \quad (36)$$

Sendo, X_i teor de umidade inicial ($\text{kg}_{\text{água}}/\text{kg}_{\text{sólido seco}}$) ρ_s densidade aparente do sólido (kg/m^3), k_G coeficiente de transferência de massa (m/s), Y_s teor de umidade do ar na superfície do sólido ($\text{kg}_{\text{água}}/\text{m}^3$) e Y_∞ umidade na corrente de ar ($\text{kg}_{\text{água}}/\text{m}^3$).

O conteúdo de umidade de ar junto à superfície do material é inicialmente expresso em termos de umidade relativa, tomada a partir da isoterma de dessorção de umidade. Neste trabalho adotou-se a isoterma de Oswin, pois a função inversa pode ser facilmente obtida a fim de a partir da umidade do material na superfície, encontra-se o valor da umidade absoluta de equilíbrio do ar. Os dados da isoterma experimental foram ajustados com o uso da correlação de Oswin, a qual apresenta a seguinte forma (Equação 37):

$$X_e = A \left(\frac{UR}{1-UR} \right)^B \quad (37)$$

Onde:

X_e é a umidade de equilíbrio ($\text{kg}_{\text{água}}/\text{kg}_{\text{sólido seco}}$); UR é a umidade relativa do meio em valores decimais; A e B são parâmetros de ajuste. A umidade relativa, UR do ar é definida como:

$$UR = \frac{p_v}{p_{sat}} \quad (38)$$

Em que p_v é a pressão de vapor da água (Pa) e p_{sat} é a pressão de

saturação de vapor de água (Pa). De acordo HU & SUN (2000), a pressão de saturação do vapor de água pode ser aproximada da temperatura do ar junto à linguiça calabresa, usando a equação de Antoine:

$$p_{sat} \approx \exp \left[23.4795 - \frac{3990.5}{T + 233.833} \right] \quad (39)$$

Sendo, T a temperatura do sólido (K). Thorpe (2001) apresentou a pressão de vapor da água expressa em termos de umidade absoluta UA, ($\text{kg}_{\text{água}}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$) obtida pela Equação 40. Esta equação descreve a proporcionalidade entre a pressão parcial de água e a pressão parcial de ar e 0,622 é o fator correspondente à razão entre as massas molares de água e ar.

$$UA = \frac{0.622 p_v}{p_{atm} - p_v} = Y_s \quad (40)$$

Onde p_{atm} é a pressão atmosférica (Pa).

3.1.10 Determinação do Coeficiente de Difusão Efetivo

Os valores da difusividade efetiva média de umidade foram determinados através da solução analítica da lei de Fick para a difusão da água líquida em um sólido, com as seguintes considerações: cilindro infinito, espessura e difusividade efetiva de umidade constante para um dado conteúdo de umidade na linguiça calabresa.

Obteve-se o valor da constante de secagem (K) com a curva do adimensional de água livre em função do tempo de secagem. Fez-se a regressão não linear, e a partir dos valores de K calculados através da Equação 41, obteve-se a difusividade efetiva de umidade (D_{ef}), onde multiplicou-se o raio (r) pela esfericidade (Φ), Equação 42 (analogia da Equação 41 com a lei de Fick para geometria esférica).

$$Y = \left(\frac{X - X_e}{X_0 - X_e} \right) = A \exp(-Kt) \quad (41)$$

$$D_{ef} = \frac{K(\phi r^2)}{\pi^2} \quad (42)$$

Onde:

Y = adimensional de água livre;
 D_{ef} = difusividade efetiva média de umidade (m^2/s);
 X = teor de umidade média do sólido (kg água/ kg sólido seco);
 X_e = umidade de equilíbrio do sólido (kg água/ kg sólido seco);
 X_0 = umidade inicial do sólido (kg água/ kg sólido seco);
 r = raio médio do cilindro (raio inicial e final);
 Φ = esfericidade;
 t = tempo de secagem (s).

Segundo Zucchini *et al.* (2003) uma esfera tem esfericidade 1, cubo 0,81, um cilindro reto 0,65 e uma placa quadrada com altura igual a um décimo de seu lado 0,43. Utilizou-se esfericidade igual a 0,65. A esfericidade (Φ) associa as diferentes definições de tamanho, sendo a área superficial de uma esfera de mesmo volume pela área superficial da partícula para a mesma unidade de volume.

Neste caso utilizou-se o programa para resolver somente as equações de conservação da massa e energia para modelar os transportes difusivo de umidade e condutivo de calor no interior do sólido. O regime transiente utilizado na simulação consistiu em um tempo total de 18 h que consiste no tempo real de secagem. O critério de convergência adotado foi de 5×10^{-4} entre as iterações numéricas.

As simulações foram processadas num PC Pentium IV 3,0 GHz, com 1024 MB de memória RAM e tempo computacional de 5 h, acompanhando constantemente o ajuste dos dados simulados à curva experimental de secagem.

3.1.11 Medidas de desempenho

O grau de ajuste do modelo considerou a magnitude do coeficiente de determinação (R^2) e a magnitude do erro médio relativo (P). O erro médio relativo foi estimado conforme a Equação 43 (CORRÊA *et al.*, 2007):

$$P = \frac{100}{n} \sum \frac{|Y_{exp} - Y_{CFD}|}{Y_{exp}} \quad (43)$$

Em que: Y_{exp} é o valor observado experimentalmente; Y_{CFD} é o valor calculado pelo modelo; n é o número de observações experimentais.

3.2 Fluidodinâmica de um forno industrial piloto com convecção forçada

A segunda etapa foi direcionada à avaliação numérica e experimental do escoamento em estado estacionário, tridimensional e monofásico em um forno industrial piloto de convecção forçada de ar. Para o caso em questão, somente os aspectos relativos à conservação da massa e transferência de quantidade de movimento foram explorados. O objetivo foi avaliar a capacidade do modelo computacional em prever a dinâmica do escoamento e, conseqüentemente, validar o modelo desenvolvido com medidas experimentais de velocidade de ar.

3.2.1 Forno de convecção forçada

O forno utilizado neste estudo é um forno de cocção industrial com termossifões (acessórios), construído pela empresa Equipapan, segundo as especificações da equipe do Laboratório de Engenharia de Processos de Conversão e Tecnologia de Energias Lepten/Labtucal/UFSC. Os termossifões são construídos com chapas de chapas de aço carbono inoxidável 304 com espessuras de 0,1 a 0,5 mm. Os termossifões foram construídos de aço inox 304 de acordo com o projeto térmico desenvolvido. O forno possui ventilação forçada e dispositivo para o aquecimento de alimentos. O forno contém 8 prateleiras com suporte para colocação de bandejas removíveis. Cada prateleira tem as dimensões 59 cm de largura e 65 cm de profundidade. As dimensões internas úteis do forno são de 70 cm de largura, 84 cm de profundidade e 90 cm de altura. As dimensões externas do forno, com as paredes e o isolamento, são 98 cm de largura, 100 cm de profundidade e 130 cm de altura.

A Figura 8 apresenta o desenho do forno industrial assistido por termossifões com convecção forçada de ar.

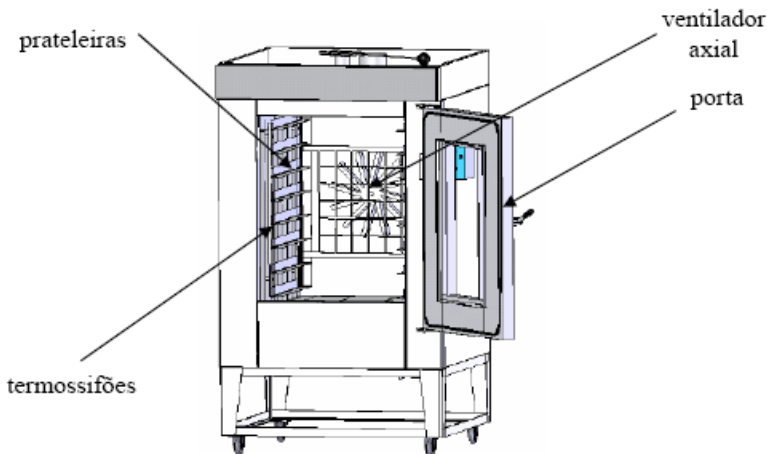


Figura 8: Desenho do forno industrial com termossifões com convecção forçada de ar.

O forno possui um ventilador axial com 35 cm de diâmetro, situado na parte traseira interna que sug o ar axialmente da zona destinada aos alimentos e o distribui na direção das paredes segundo um movimento de circulação. O ar escoar por entre tubos com 2 cm de diâmetro e 76 cm de comprimento, verticalmente colocados nas laterais do forno. O ventilador axial possui um inversor de frequência para controle da velocidade, gira no sentido anti-horário e possui uma velocidade máxima de rotação de 3465 rpm. Neste trabalho, utilizou-se uma velocidade de rotação do ventilador de 1730 rpm com o forno vazio, para simplificar a validação do modelo.

3.2.2 Equações do Modelo

Para modelar as equações de conservação no Forno de Convecção Forçada restringiu-se a atenção ao escoamento tridimensional em regime estacionário e isotérmico de um fluido incompressível com propriedades constantes nas direções x , y e z de um sistema de coordenadas cartesianas e apresentaram-se as equações diferenciais que são usadas para prever os campos de velocidade e concentração no interior do fluido. Essas equações podem ser deduzidas aplicando-se a segunda lei de Newton do movimento e a conservação de massa em um volume de controle diferencial no fluido.

Conservação da massa (equação da continuidade)

Uma lei de conservação pertinente ao escoamento de um fluido viscoso é que a matéria não pode ser nem criada e nem destruída. Para o escoamento em regime estacionário, essa lei requer que a taxa líquida na qual a massa entra no volume de controle (entrada-saída) tem que ser zero. A aplicação dessa lei em um volume de controle diferencial no escoamento fornece

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (44)$$

Onde u , v e w são os componentes nas direções x , y e z da velocidade mássica média.

A Equação 44, é a equação da continuidade, é uma expressão geral da exigência de conservação da massa global e deve ser satisfeita em todos os pontos no fluido. A equação se aplica a um fluido de uma única espécie, assim como a misturas nas quais podem estar ocorrendo difusões de espécies e reações químicas, desde que o fluido possa ser aproximado como incompressível, isto é, com a massa específica constante.

Conservação da quantidade de movimento

A segunda lei fundamental pertinente ao escoamento de um fluido viscoso é a segunda lei de Newton do movimento. Para um volume de controle diferencial no fluido, sob condições de regime estacionário, essa exigência determina que a soma de todas as forças atuando no volume de controle deve ser igual à taxa líquida na qual o momento deixa o volume de controle (saída-entrada).

Dois tipos de força podem atuar no fluido: forças de campo, que são proporcionais ao volume, e forças de superfície, que são proporcionais à área. Os campos gravitacional, centrífugo, magnético e/ou elétrico podem contribuir para a força de corpo total, e designamos os componentes x , y e z dessa força por unidade de volume como f_X , f_Y e f_Z , respectivamente. As forças de superfície são devidas à pressão estática no fluido, assim como as tensões viscosas.

A aplicação da segunda lei de Newton do movimento (nas direções x , y e z) em um volume de controle diferencial no fluido, levando em conta as forças de corpo e de superfície, fornece

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + f_x \quad (45)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + f_y \quad (46)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + f_z \quad (47)$$

Onde p é a pressão (Pa) e μ é a viscosidade de fluido (kg/ m s).

As três parcelas no lado esquerdo de cada equação representam a taxa líquida de escoamento de momento saindo do volume de controle. As parcelas no lado direito, em ordem, levam em conta a força de pressão líquida, as forças viscosas líquidas e a força de campo. Essas equações devem ser satisfeitas em cada ponto no fluido e, com a Equação 44, elas podem ser resolvidas para determinar o campo de velocidades.

3.2.3 Modelagem Numérica

O código comercial de CFD, o Ansys CFX 11.0, foi utilizado para a discretização e solução das equações. Este pacote comercial é composto por três módulos: o pré-processador, o processador e o pós-processador.

O pré-processador possui duas partes: a primeira é utilizada para criar uma geometria multibloco, composta por sólidos hexaédricos, onde estes dão suporte à construção de uma malha numérica tetraédrica nas superfícies dos sólidos, sendo esta a representação da geometria no plano computacional; a segunda é utilizada para a geração de um arquivo onde são escolhidos os modelos matemáticos e as ferramentas numéricas necessárias para a solução, gerando desta forma um modelo numérico.

O processador é um módulo de solução numérica, onde as técnicas numéricas de volumes finitos são empregadas para a solução do modelo numérico gerado no pré-processador.

O pós-processador é utilizado para a visualização científica dos resultados obtidos no processador na forma de mapa de cores, vetores e

animações gráficas.

3.2.4 Geometria e Condições de Contorno

No módulo de pré-processamento a geometria 3D é construída com uma malha numérica, composta de elementos tetraédricos, e cada uma destas sub-regiões, representa um domínio de fluxo. A geometria do aparato experimental foi rigorosamente reproduzida no modelo computacional. No domínio computacional, as paredes internas, porta, tubos, prateleiras e ventilador axial foram representados por sólidos hexaédricos. A dimensão dos sólidos (volumes) é definida pela malha numérica tetraédrica. No centro de cada um dos volumes existentes são realizados os cálculos de balanço de quantidade de movimento. Todas as variáveis são definidas no centro do volume de controle, e estes são conectados com as variáveis dos volumes vizinhos através das fronteiras preenchendo, desta forma, todo o domínio físico a ser calculado. O acoplamento da pressão-velocidade empregado foi o SIMPLEC, com esquema de interpolação de primeira ordem “UPWIND” (MALISKA, 2004).

O modelo assume as seguintes hipóteses de trabalho: Regime turbulento, estado estacionário, fluxo tridimensional, isotérmico. Em todas as paredes foram definidas velocidades iguais à zero (não deslizamento) e as propriedades do ar foram consideradas constantes e calculadas para a temperatura, igual a 25°C, densidade $\rho_{ar} = 1,21 \text{ kg/m}^3$ e viscosidade dinâmica $\mu_{ar} = 1,81 \times 10^{-5} \text{ kg/m s}$.

Foram avaliadas diferentes tamanhos de malhas numéricas, uma grosseira constituída por 919.198 elementos, intermediária com 1.438.127 elementos e uma malha refinada com 2.682.371 elementos de volume.

A Figura 9 apresenta o domínio de cálculo utilizado para a simulação fluidodinâmica do ar no forno industrial elétrico com convecção forçada.

Os erros residuais no final de cada interação foram utilizados para monitorar a convergência das equações. O critério de convergência adotado foi de 5×10^{-4} entre as iterações numéricas. Um campo de escoamento estacionário foi alcançado após 800 iterações. O modelo foi executado em um PC Core 2 Quad Q6600 2.4 GHz com 8 GB RAM. O tempo total computação foi cerca de 5 h com a malha mais refinada.

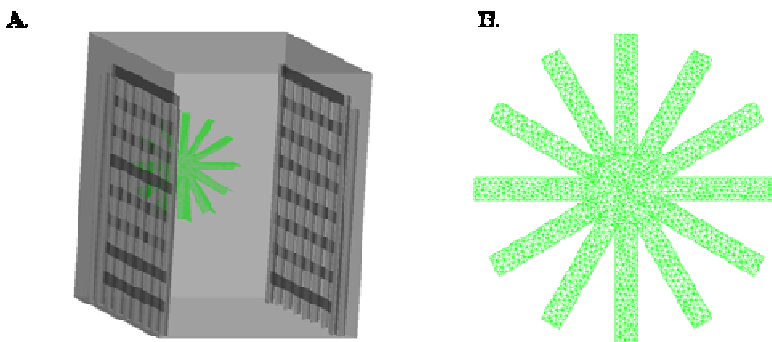


Figura 9: Domínio de cálculo: A) geometria interna do forno; B) ventilador axial (malha numérica tetraédrica).

3.2.5 Validação do Modelo

Utilizaram-se três anemômetros digitais de fio quente modelo (EE65/EE Elettronik/Alemanha), com faixa de operação de 0-20 m/s para monitorar as médias das velocidades. Normalmente este tipo de sensor é utilizado para medir o fluxo bidimensional perpendicular ao fio (precisão de leitura $\pm 2\%$).

A anemometria de fio e filme quente é uma das técnicas mais usadas para o estudo de escoamento de fluido (SANYAL *et al.*, 2006). A medida da velocidade do fluido (ar) é determinada relacionando a variação da corrente elétrica que passa pelo filamento com a taxa de troca de calor. A taxa de troca de calor entre o filamento e o meio é função da velocidade do escoamento, e desta forma o valor da sua velocidade pode ser obtido (LIMA *et al.*, 2007).

A Figura 10 ilustra a metodologia experimental para as tomadas de velocidade de ar no interior do forno.

Transmissores de velocidade de ar foram conectados a um registrador de dados eletrônico (FieldLogger/Novus) programado por um PC. O software (FieldChart/Novus) foi usado para fazer interface com a aquisição dos dados. Foram monitorados 48 pontos no interior do forno (12 pontos em 4 prateleiras das 8 existentes), como indicado na Figura 10. Em cada ponto foram determinadas as velocidades perpendiculares de ar ao ventilador axial. As variações das velocidades foram registradas em intervalos de 1 s, para um tempo total de 120 s.

O grau de ajuste do modelo considerou a magnitude do erro

médio relativo (P), segundo a Equação 43, citada anteriormente.

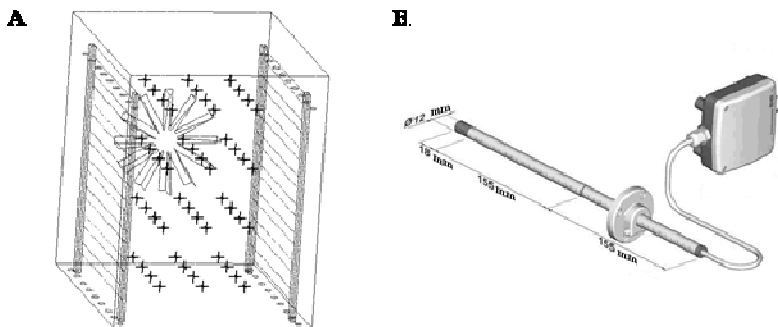


Figura 10: Metodologia experimental: A) posição nos locais das medidas de velocidade de ar no forno; B) anemômetro de filme quente utilizado.

3.3 Secagem da linguiça calabresa em forno industrial piloto

Sustentado pelo conhecimento adquirido nas etapas anteriores referentes ao modelo computacional 3D da secagem da linguiça calabresa em secador tipo túnel e a fluidodinâmica do forno de cocção com convecção forçada, esta metodologia objetivou a simulação da secagem de um conjunto de 30 peças de linguiça calabresa no interior do forno.

3.3.1 Matéria Prima

Utilizou-se 2 conjuntos de 15 peças cada, de linguiça tipo calabresa *in natura*, com geometria cilíndrica de comprimento e diâmetro variáveis, adquirido em um frigorífico regional (Videira/SC).

3.3.2 Equipamento

Para a realização do experimento foi utilizado o forno de cocção com termossifão com convecção forçada de ar, cujas características técnicas foram citadas na Seção 3.2.

Os tubos de calor e termossifões instalados são dispositivos para a troca de calor, altamente eficientes. Operam em um ciclo bifásico

fechado e utilizam calor latente de vaporização para transferir calor a partir de pequenas diferenças de temperatura. Basicamente se constituem de um tubo metálico oco, evacuado, onde certa quantidade de fluido de trabalho é inserida. São compostos por três regiões distintas: evaporador, região adiabática e condensador (MILANEZ & MATELLI, 2005).

Na região do evaporador, calor é fornecido ao tubo, vaporizando o fluido (água) contido nesta região. O vapor de água se desloca, devido a diferenças de pressão, para regiões mais frias do tubo, o condensador, onde o calor transportado é rejeitado. No processo de rejeição de calor, o vapor se condensa e o condensado é transportado de volta ao evaporador, fechando o ciclo. Nos termossifões, o fluido condensado retorna para o evaporador por efeito da gravidade. A Figura 11 demonstra o princípio de funcionamento do termossifão utilizado.

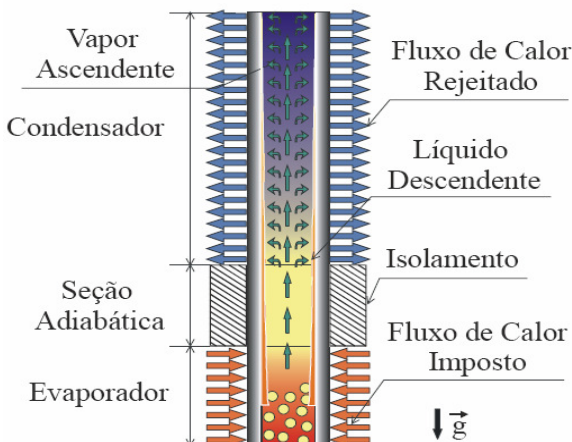


Figura 11: Princípio físico de funcionamento do termossifão utilizado.

A concepção usada neste forno de cocção é a configuração de termossifões em árvore. O termossifão em árvore é mostrado na Figura 12.

O termossifão em árvore consiste de um tubo horizontal (evaporador) e vários tubos verticais (condensadores) conectados ao evaporador. Têm-se desta forma vários tubos condensadores em paralelo ligados a um único evaporador. A principal vantagem desta configuração é a utilização de um único queimador para todo o conjunto evaporador/condensadores. O posicionamento do termossifão em árvore

no forno de cocção é mostrado na Figura 13.

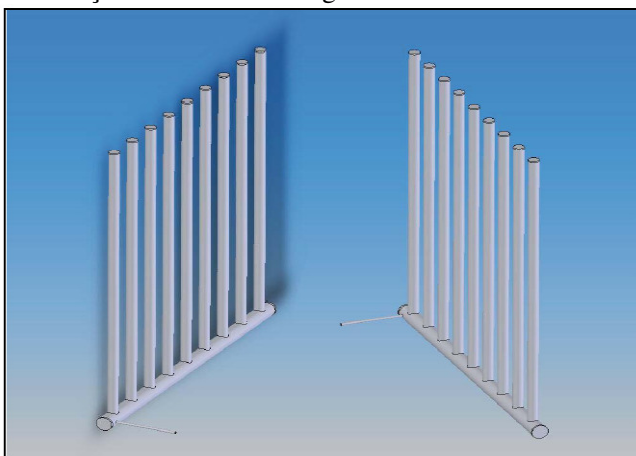


Figura 12: Modelo dos termossifões em árvore utilizados.

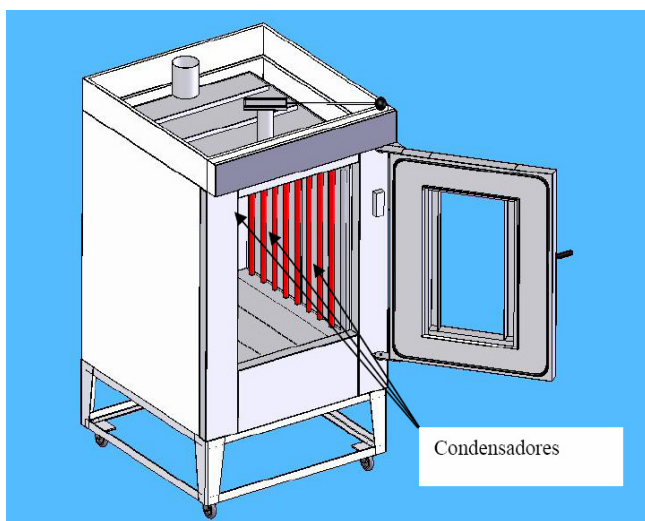


Figura 13: Forno de cocção com termossifões em árvore.

São utilizados dois termossifões em árvore, instalados próximos às paredes laterais. Os evaporadores ficam dentro da câmara de combustão, que por sua vez esta imediatamente sob a câmara de cocção. Possui dois queimadores independentes com controle manual de chama e injeção de gás (GLP).

3.3.3 Procedimento experimental de secagem

Na fase sólida, para a realização do experimento de secagem, cada conjunto de peças foi distribuído no formato de uma matriz alinhada na cavidade superior e inferior interna do forno, designadas de Conjunto superior e Conjunto inferior. Foram escolhidos 6 corpos-de-prova, 3 do conjunto superior e 3 do conjunto inferior de peças de linguiça calabresa, para a determinação da temperatura e do teor de umidade. Para as medidas de temperatura, sensores de temperatura tipo Pt100 foram inseridos no interior dos 6 corpos-de-prova e conectados ao um registrador de dados eletrônico (FieldLogger/Novus) programado por um PC. O software (FieldChart/Novus) foi usado para fazer interface com a aquisição dos dados.

Os teores de umidade dos corpos-de-prova foram determinados através da variação da massa com o tempo, em intervalos de 40 minutos. O tempo total do processo de secagem foi de acordo com os procedimentos operacionais utilizados pela indústria de alimentos, perda de 15% de umidade (base úmida) e temperatura no centro do produto de 72°C. O *setpoint* da temperatura de secagem foi de 80°C, no entanto, consideraram-se os gradientes provocados pelas aberturas de porta no decorrer do experimento.

Para a garantia das condições de contorno para a fase fluida, as medidas de umidade relativa e temperatura do ar foram monitoradas através de um transmissor de umidade e temperatura (RHT-DM/Novus), inserido no interior do forno. A coleta eletrônica dos dados foi realizada em intervalos de 30 segundos.

3.3.4 Metodologia para as simulações numéricas

Os procedimentos para as simulações numéricas foram realizados empregando o software comercial de CFD, o Ansys CFX 11.0, baseado na análise de volumes finitos e resolução das Equações de Transporte de Navier-Stokes, que descrevem a conservação da massa, momento e energia. As simulações foram caracterizadas em duas etapas:

Primeira etapa

Esta etapa teve como objetivo o mapeamento espacial dos coeficientes convectivos locais de transferência de calor e massa na superfície dos corpos-de-prova posicionados na cavidade interna do forno de convecção forçada.

Como ponto de partida, realizou-se a construção da geometria do equipamento, utilizando o pré-processador ICEM-CFD conforme esta apresentada na Figura 14.

Em seguida, partiu-se para a geração da malha numérica não-estruturada de 3.707.661 elementos tetraédricos. O tamanho de malha utilizado foi baseado nos resultados apresentados na Seção 3.2, onde com o maiores refinamentos de malha obtiveram-se os menores erros. Na Figura 15 é possível visualizar a geometria e a malha do forno de cocção com convecção forçada.

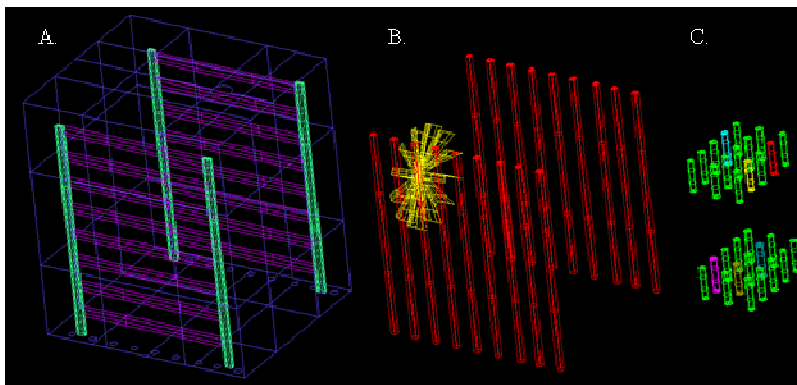


Figura 14: Geometria do forno de cocção com convecção forçada, A. Cavidade interna (paredes, suportes para bandejas), B. Ventilador e tubos (termossifões em árvore), C. Conjuntos de peças de linguiça calabresa.

Realizou-se a análise fluidodinâmica do forno de cocção contendo no seu interior 30 cilindros representando as peças de linguiça calabresa, dispostos simetricamente de acordo com o experimento. Carregou-se o pré-processamento iniciando com a configuração dos modelos. Neste estudo foram definidas as seguintes hipóteses: regime estacionário tridimensional, turbulento (modelo $k-\varepsilon$).

Na sequência definiu-se o tipo do fluido incluindo e suas propriedades físicas, como densidade, condutividade térmica e viscosidade, em todas as paredes foram definidas velocidades iguais à zero (não deslizamento) e as propriedades do ar foram consideradas constantes. Em outra etapa subsequente, as demais condições foram computadas, como a velocidade de rotação do eixo do ventilador (1730 rpm). Na matéria referente aos esquemas de interpolação da pressão adotou-se a rotina “UPWIND”, enquanto para o acoplamento entre velocidade e pressão o algoritmo “SIMPLEC” foi empregado. O tempo

total computação foi cerca de 18 horas com a malha mais refinada.

Em seguida, definiram-se erros residuais no final de cada interação, o critério de convergência adotado foi de 5×10^{-4} entre as iterações numéricas. O campo de fluxo estacionário foi alcançado após 1000 iterações.

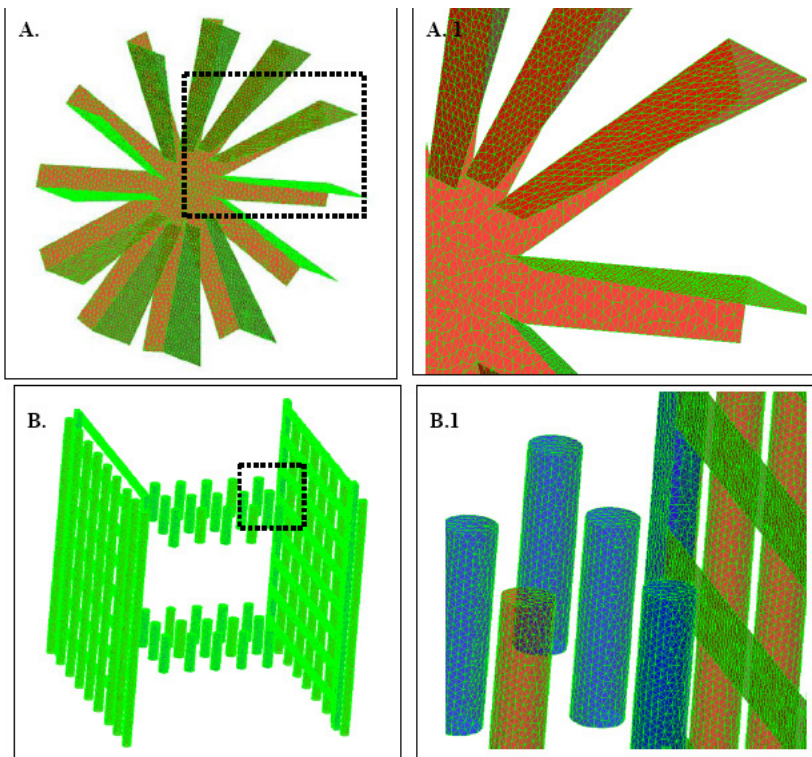


Figura 15: Planos da malha numérica utilizada, A. Ventilador, A.1 Detalhe das pás, B. Tubos (termossifões em árvore), B.1 Detalhe das peças do conjunto superior e suportes para bandejas.

Segunda etapa

A segunda etapa caracterizou-se pela simulação computacional tridimensional da transferência simultânea de calor e massa na secagem das linguças calabresa (corpos-de-prova) colocadas no interior do forno de cocção com convecção forçada. A Figura 16 apresenta o desenho

esquemático da geometria para as simulações numéricas de secagem das linguiças calabresas.

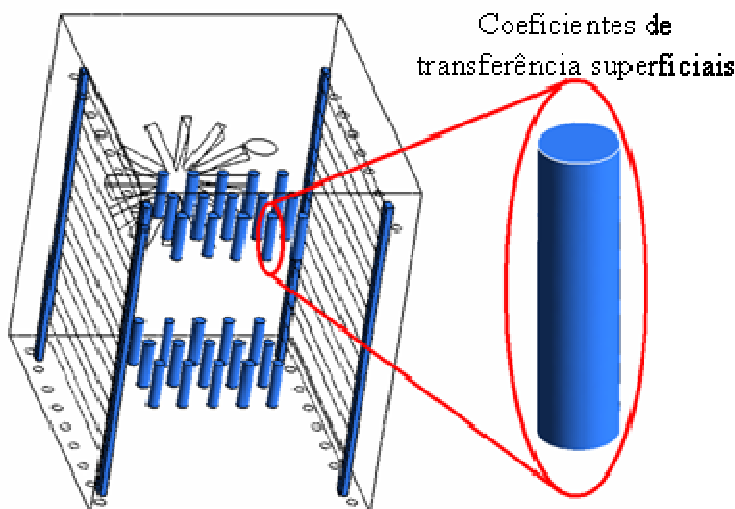


Figura 16: Desenho esquemático para aplicar a segunda etapa da metodologia para as simulações numéricas de secagem das linguiças calabresas.

As geometria e a malhas computacionais dos 6 corpos-de-prova construídas na primeira etapa, caracterizaram os domínios de cálculo no pré-processamento. Os coeficientes de transferência de calor e massa superficiais, obtidos pelos padrões de escoamento no interior do forno pelo modelo computacional da primeira etapa, foram utilizados como condições de contorno para esta segunda etapa de simulação, conforme está representada na Figura 16.

O transporte de calor foi baseado na equação de condução de calor em regime transiente (Equação 31), introduzindo ao modelo a condutividade térmica variável com a temperatura. Nas últimas décadas, tem havido muitos trabalhos de investigação publicados sobre valores experimentais das propriedades termofísicas de alimentos e de modelos matemáticos para representar estes dados. No entanto existem poucos trabalhos sobre emulsões comerciais (embutidos) de alimentos. Neste estudo utilizou-se o modelo matemático desenvolvido por Marcotte *et al.* (2008), que representa a condutividade térmica destas emulsões em função da temperatura.

De acordo com Marcotte *et al.* (2008), a condutividade térmica da

fase sólida foi calculada pela condutividade térmica dos constituintes nutricionais (proteína, gordura, carboidrato, cinzas e água). A Tabela 3 apresenta a condutividade térmica de todos os constituintes no alimento em função da temperatura.

Tabela 3: Condutividade térmica de componentes nutricionais em função da temperatura ($-40^{\circ}\text{C} < T < 150^{\circ}\text{C}$).

Componentes	Condutividade térmica (W/m K)
Proteína	$1,78 \times 10^{-1} + 1,19 \times 10^{-3} \cdot T - 2,71 \times 10^{-6} \cdot T^2$ (48)
Gordura	$1,80 \times 10^{-1} - 2,76 \times 10^{-4} \cdot T - 1,77 \times 10^{-7} \cdot T^2$ (49)
Carboidrato	$2,01 \times 10^{-1} + 1,38 \times 10^{-3} \cdot T - 4,33 \times 10^{-6} \cdot T^2$ (50)
Cinzas	$3,29 \times 10^{-1} + 1,40 \times 10^{-3} \cdot T - 2,90 \times 10^{-6} \cdot T^2$ (51)
Água	$5,7 \times 10^{-1} + 1,76 \times 10^{-3} \cdot T - 6,7 \times 10^{-6} \cdot T^2$ (52)

Fonte: Marcotte *et al.* (2008).

No que se refere ao movimento da umidade no sólido, utilizou-se a 2ª lei de Fick (Equação 34), com o coeficiente de difusão de umidade variando em função da temperatura do sólido. Para avaliar a influência da temperatura no coeficiente de difusão efetivo, foi utilizada a equação de Arrhenius, descrita da seguinte forma:

$$D(T) = D_0 \exp\left(\frac{E_a}{R(T + 273,15)}\right) \quad (53)$$

Em que:

D_0 = fator pré-exponencial, m^2/s ;

E_a = energia de ativação, kJ/mol ;

R = constante universal dos gases, $8,314 \text{ kJ/kmol K}$, e

T = temperatura, $^{\circ}\text{C}$.

A partir das inclinações das retas (coeficiente angular) para os dados experimentais de $\ln(D)$ plotados em função $1/T$ (sendo T em K), a analogia do gráfico com a Equação 53 permite calcular as energias de ativação para o sistema.

Na condição inicial para resolver a Equação 34 utilizou-se o teor

de umidade ($\text{kg}_{\text{água}}/\text{kg}_{\text{sólido seco}}$) no tempo igual a zero (início do processo, Equação 35).

Como condição de contorno, considerou-se um Biot finito para a transferência de massa na superfície da linguiça calabresa: toda a água que chega na superfície por difusão é removida por convecção pelo ar (Equação 36). Determinou-se a influência da temperatura no modelo bi-paramétrico de Oswin que prediz a umidade de equilíbrio da linguiça calabresa com o ar de secagem. Determinou-se o efeito de cada uma das temperaturas, 40°C, 60°C e 80°C sobre cada um dos parâmetros da equação. O efeito da temperatura nas constantes da equação de Oswin foi obtido por regressão linear com auxílio do aplicativo EXCEL. A Equação 54 apresenta o modelo de Oswin modificado (ajustado) em função da temperatura.

$$X_e = A(T) \cdot \left(\frac{UR}{1-UR} \right)^{B(T)} \quad (54)$$

Onde:

$$A = -14,5460 + 0,0944 \cdot T - 0,0001 \cdot T^2 \quad (55)$$

$$B = 33,1018 - 0,2019 \cdot T - 0,0003 \cdot T^2 \quad (56)$$

$$\text{Se } T \leq 40^\circ\text{C} \text{ então } T = T_{\min} \text{ com } T_{\min} = 40^\circ\text{C}$$

$$\text{Se } T \geq 80^\circ\text{C} \text{ então } T = T_{\max} \text{ com } T_{\max} = 80^\circ\text{C}$$

Considerou-se que toda a superfície da linguiça calabresa esta sob idêntica condição externa (utilização coeficientes de transferência de calor e massa médios).

A Figura 17 esquematiza os processos físicos envolvidos na secagem do produto alimentício e as duas etapas de simulação envolvidas.

Assim, o método dos volumes finitos com esquemas de interpolação “UPWIND” de primeira ordem e acoplamento pressão-velocidade do tipo “SIMPLEC” foi usado para discretizar as equações diferenciais parciais do modelo, Equações 27, 28 e 29. O regime transiente foi de 6 h equivalente ao tempo real da secagem experimental. O critério de convergência adotado foi de 5×10^{-4} entre as interações

numéricas. Os modelos da primeira e segunda etapas foram realizados em um PC Core 2 Quad Q6600 2.4 GHz com 8 GB RAM, tomando 60 min. para a realização dos cálculos.

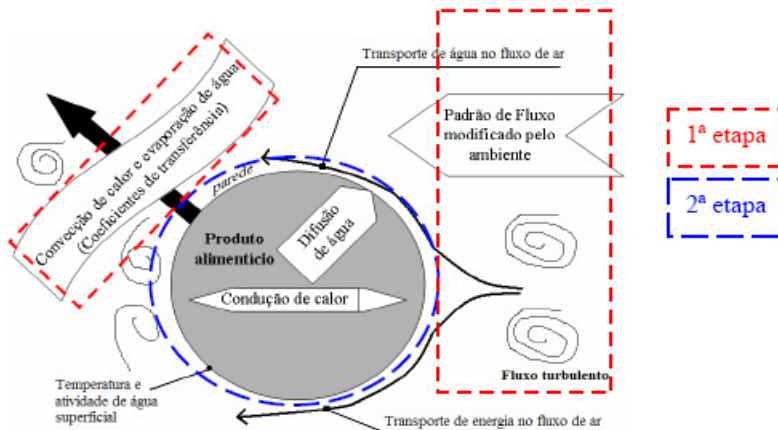


Figura 17: Descrição esquemática dos processos físicos da secagem do produto alimentício (linguiça calabresa) e etapas de simulação envolvidas.

Para avaliar o ajuste entre os resultados simulados e os obtidos experimentalmente, utilizou-se o coeficiente de determinação (R^2) e o erro médio relativo, conforme Equação 43, descrita anteriormente.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Secagem da linguiça calabresa em secador tipo túnel

4.1.1 Composição química

A caracterização química da matéria-prima produziu os resultados expressos na Tabela 4.

Tabela 4: Composição química da linguiça calabresa utilizada na secagem.

Componentes	Composição (%)b.u.
Umidade	74,0±0,5
Carboidratos	1,0±0,1
Proteínas	9,0±0,1
Cinzas	2,0±0,1
Lipídios	14,0±0,5

Valor médio ± desvio padrão (n = 3 repetições)

4.1.2 Umidade de equilíbrio

Os resultados das determinações das umidades de equilíbrio das amostras em função da umidade relativa do ar estão representados pelas curvas de dessorção da Figura 18.

As isotermas de dessorção comportaram-se como do Tipo II, de acordo com a classificação da IUPAC (1985), ou seja, apresentam o formato de uma sigmóide. Produtos ricos em proteína e/ou amido, como é o caso do produto estudado (9% de proteína), apresentam isotermas com este formato (ASSUNÇÃO & PENA, 2007).

Com os valores experimentais obtidos da isoterma de dessorção (Figura 18), determinou-se os parâmetros de ajuste da Equação 37 apresentados na Tabela 5.

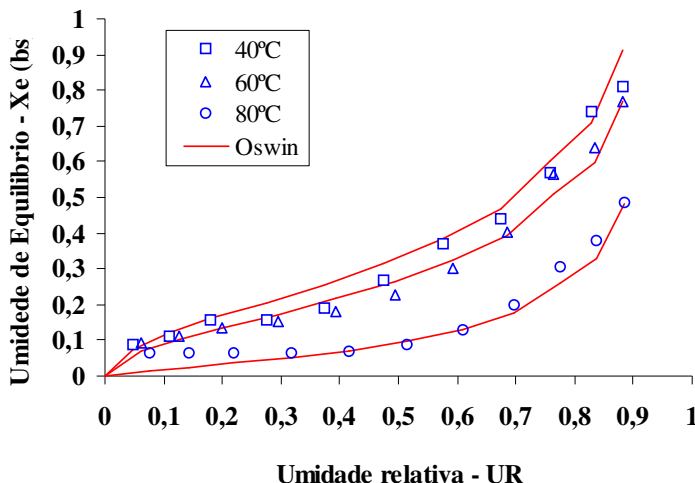


Figura 18: Isoterma de dessorção da linguiça calabresa nas temperaturas de 40°C, 60°C e 80°C.

Tabela 5: Parâmetros da equação de Oswin para a isoterma da linguiça calabresa nas temperaturas de 40°C, 60°C e 80°C.

Correlação de Oswin	Parâmetros		R ² (coeficiente de determinação)
	A	B	
Temperatura (40°C)	0,32	0,50	98,0%
Temperatura (60°C)	0,27	0,50	98,5%
Temperatura (80°C)	0,10	0,75	97,6%

Utilizando a equação de Oswin, com os parâmetros da Tabela 5, para o valor da umidade relativa do interior em torno de 13%, determinada através das medidas das temperaturas de bulbo seco e úmido do ar de secagem, obteve-se um valor para a umidade de equilíbrio das amostras igual a 0,070kg água/kg sólido seco (base seca), para a temperatura de 60°C.

Em baixos valores de UR, a adsorção é devida principalmente aos biopolímeros como, por exemplo, as proteínas, amidos, polissacarídeos, sendo que um aumento na temperatura tem o efeito normal de reduzir os valores de umidade de equilíbrio da isoterma (AYROSA *et al.*, 2007).

4.1.3 Coeficiente de transferência de calor

A solução do problema do escoamento do ar junto à lingüça calabresa durante o cozimento permitiu determinar os coeficientes convectivos locais de transferência de calor. O regime turbulento adotado foi de acordo com o modelo sugerido por Mirade (2002), Reynolds SST/k- ω (shear-stress-transport), que é baseado no transporte das tensões de cisalhamento. O modelo SST é recomendado para aplicações em que se desejam resultados precisos com relação à camada limite (GALARÇA, 2006).

A distribuição espacial dos coeficientes convectivos locais de transferência de calor obtidos é apresentada na Figura 19:

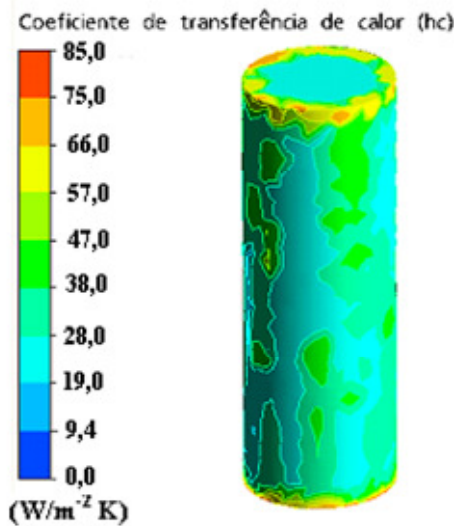


Figura 19: Distribuição espacial dos coeficientes locais de transferência de calor (h_c) na superfície da lingüça calabresa.

As variações dos coeficientes convectivos de transferência de calor estão relacionados aos gradientes locais de velocidade no interior do equipamento produzindo tensões cisalhantes do ar diferenciadas junto à superfície do material. De acordo com a Figura 19, pode-se observar que a maior parte da superfície apresenta valores de h_c entre 19-47 $\text{W/m}^2 \text{ K}$. O cálculo de h_c foi realizado utilizando a Equação 26, com os valores de $\rho_{ar}=1,062 \text{ kg/m}^3$, $v_{ar}=2,0 \text{ m/s}$, $T_{ar}=80 \text{ }^\circ\text{C}$ e $P_{ar}=1,0 \text{ atm}$, obtendo-se o valor de $h_c=32 \text{ W/m}^2 \text{ K}$.

Os valores dos coeficientes convectivos locais de transferência de calor obtidos pelo modelo computacional, Figura 19, apresentaram um valor médio próximo ao modelo empírico.

4.1.4 Evolução da temperatura

A Figura 20 apresenta os resultados observados e simulados da temperatura interna da linguiça calabresa durante a secagem na temperatura de 80 °C em 360 min.

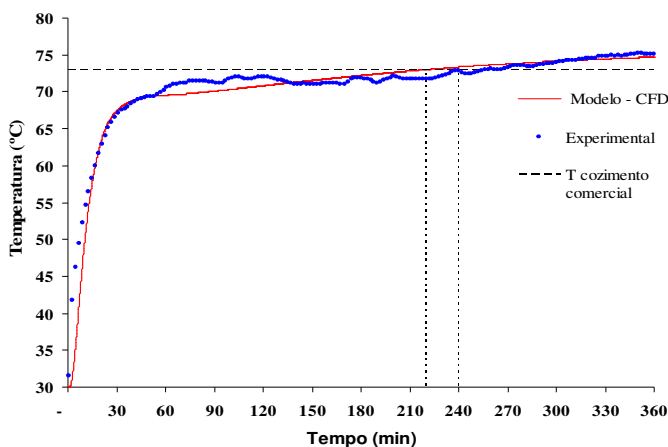


Figura 20: Temperatura interna da linguiça calabresa estimada pelo modelo (CFD) na temperatura do ensaio experimental ($T=80^{\circ}\text{C}$).

Como pode ser observado, a temperatura interna da linguiça calabresa apresentou um aumento rápido no início do cozimento (etapa cinética) e depois aumentos graduais (etapa assintótica), aproximando-se da temperatura de bulbo seco do ar. Conforme Figura 20, a temperatura de cozimento comercial de 72°C , citada por Akterian (1997), foi atingida quando decorridos 240 min em vez de 220 min estimados pelo modelo.

O traçado da curva obtida com os resultados do modelo matemático computacional aproxima-se dos dados experimentais com coeficiente de determinação $R^2 = 0,96$. Segundo Madamba *et al.* (1996), coeficientes de determinação (R^2) superior ou próximo a 0,98 representam de maneira satisfatória o fenômeno em estudo. O erro

relativo (P) cometido pelo modelo computacional no cozimento da linguiça calabresa na temperatura de 80 °C foi de 1,41%. De acordo com Mohapatro & Rao (2005), para o erro médio inferior ou ligeiramente superior a 10%, o modelo é adequado para descrever o fenômeno.

A variação espacial da temperatura interna da linguiça calabresa no tempo de 360 min. de cozimento é apresentada na Figura 21:

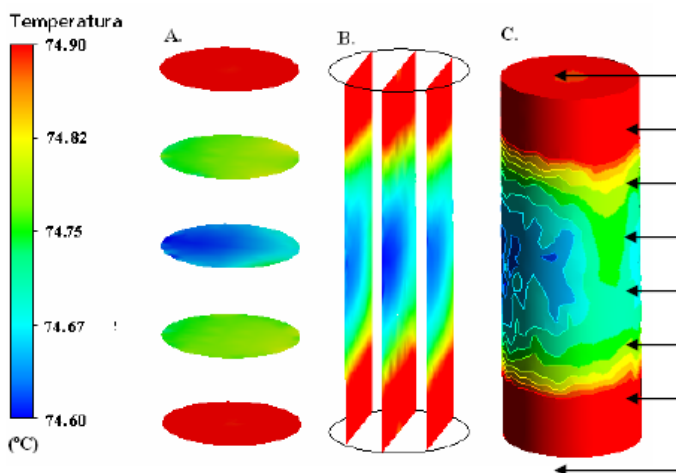


Figura 21: Variação espacial da temperatura no cozimento da linguiça calabresa (t=360 min.) na temperatura de 80 °C nas direções: A. radial, B. longitudinal e C. superficial.

A distribuição de temperaturas prevista pelo modelo fluidodinâmico computacional, Figuras 21A, B e C são coerentes com o campo de tensões de cisalhamento sobre a superfície do material, provocadas pelos gradientes de velocidade. As setas indicam o sentido do fluxo do ar de cozimento. Na Figura 21A, observa-se uma diferença de temperatura de aproximadamente 0,30°C das extremidades para o centro do produto, decorrentes do comportamento fluidodinâmico do ar junto à superfície do mesmo, o que aumentou os coeficientes de transferência de calor nas extremidades da linguiça, conforme Figura 19, citada anteriormente.

Fica patente na Figura 21 a distribuição uniforme de calor no produto com pequenos gradientes de temperatura. Isso é resultado do tratamento térmico brando, o qual impede a formação de crostas superficiais, sendo atualmente adotado pela indústria de alimentos na obtenção das características organolépticas desejadas.

Neste caso a aproximação para um valor médio constante no coeficiente de transferência de calor (h_c), acaba sendo adequada, pois, o efeito de extremidade é pequeno.

4.1.5 Teor de umidade

A Figura 22 apresenta os resultados observados e simulados dos teores médios de umidade da linguiça calabresa durante a secagem. As curvas experimentais mostram um período de secagem com taxa decrescente, com algumas oscilações decorrentes de perturbações no sistema de aquecimento e/ou condições do ar ambiente.

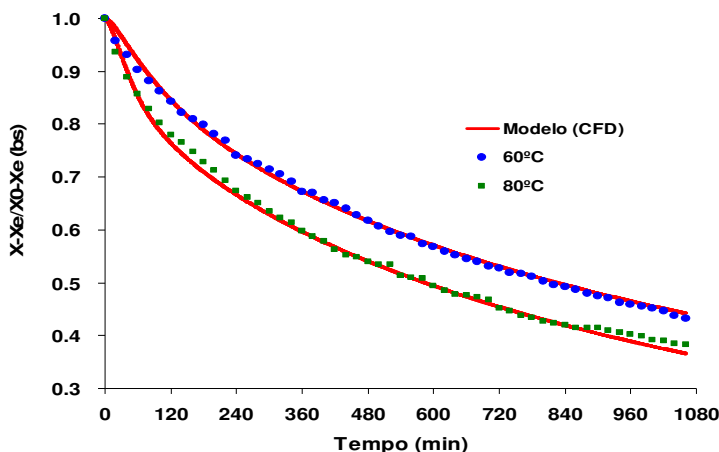


Figura 22: Resultados simulados e observados dos teores médios de umidade adimensional (base seca) para a secagem da linguiça calabresa.

O traçado das curvas obtidas com os resultados simulados é bastante satisfatório; o modelo matemático computacional ajustado aos dados experimentais apresentou coeficiente de determinação, $R^2=0,987$ e $R^2=0,997$ nas temperaturas de 60 e 80°C, respectivamente. O erro relativo obtido pelo modelo (CFD) na secagem com temperatura de 60°C foi de 1,30% e 1,40% na temperatura de 80°C.

Analisando a curva do adimensional de umidade em base seca em função do tempo de secagem, verifica-se a ausência de período de taxa constante, o que é característico de alimentos com elevado teor protéico. Após 600 minutos de secagem (Figura 22) observa-se um

comportamento linear da curva de secagem, esse fenômeno conforme Freire *et al.* (2003), indica a influência das forças capilares do escoamento da água no interior do produto. Com os valores das constantes de secagem da Equação 41 e 42, calcularam-se as difusividades efetivas, $D_{ef} = 4 \times 10^{-10} \text{ m}^2/\text{s}$ em 60°C e $D_{ef} = 5,3 \times 10^{-10} \text{ m}^2/\text{s}$ em 80°C . A variação espacial do conteúdo de umidade adimensional (base seca) da linguiça calabresa na temperatura de secagem de 60°C é apresentada na Figura 23.

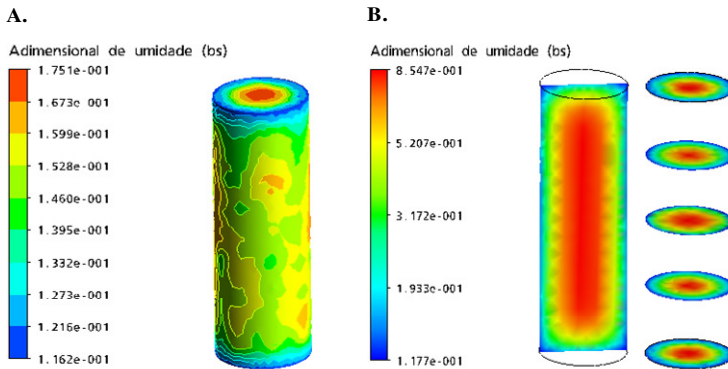


Figura 23: Variação espacial do conteúdo de umidade adimensional (base seca) ao final da secagem ($t = 1060 \text{ min.}$) na temperatura de 60°C , (a) superfície e (b) interior da linguiça calabresa.

A Figura 24 apresenta o conteúdo de umidade adimensional (base seca) da linguiça calabresa na temperatura de secagem de 80°C .

A predição da distribuição de umidade, Figuras 23A e 24A indicam a influência das tensões de cisalhamento sobre a superfície do material, provocadas pelos gradientes de velocidade. Esta evidenciada nas Figuras 23AB e 24AB que a maior perda de umidade acontece na camada próxima à superfície e nas extremidades da linguiça calabresa e os perfis de umidade no raio apresentam um comportamento físico adequado, este fato deve-se á condição de fronteira de equilíbrio na superfície do produto. O conteúdo de umidade na superfície da linguiça calabresa é aproximadamente sete (Figura 23B) e onze (Figura 24B) vezes menores que no centro nas temperaturas de 60°C e 80°C , respectivamente.

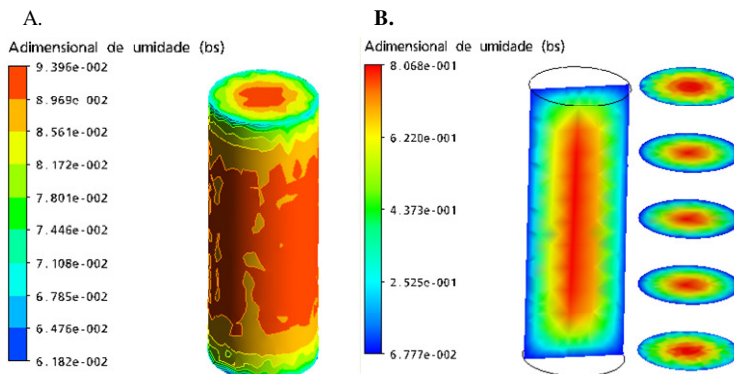


Figura 24: Variação espacial do conteúdo de umidade adimensional (base seca) ao final da secagem ($t = 1060$ min.) na temperatura de 80°C , (a) superfície e (b) interior da linguiça calabresa.

4.2 Fluidodinâmica de um forno industrial piloto com convecção forçada

O perfil de velocidade entre as prateleiras foi investigado, utilizando as técnicas de CFD. O perfil foi modelado e comparado com as velocidades médias determinadas experimentalmente em cada ponto no interior do forno no intervalo de 120 s.

Os principais aspectos do escoamento calculado são ilustrados na Figura 25, que mostra os vetores velocidade no plano horizontal em uma secção transversal do forno, na altura da prateleira 8 (inferior). Os vetores são projetados sobre esse plano da figura, portanto, a comprimento das setas não pode ser interpretado diretamente como a intensidade da velocidade. Devido à complexidade da geometria interna, o percurso do ar no interior do forno não é simples. Ocorre a aceleração do ar através das pequenas lacunas entre os tubos laterais e ao mesmo tempo o fluxo desse ar é forçado em movimentos circulares na cavidade destinada aos alimentos. Na Figura 25 são apresentados os vetores velocidade calculados pelo modelo CFD no plano horizontal do forno correspondente a prateleira 8.

Uma comparação qualitativa e quantitativa entre as medições e os cálculos de velocidade na componente ortogonal (direção y) ao ventilador são apresentados na Figura 26, Figura 27, Figura 28 e Figura 29. Os valores experimentais são as velocidades correspondentes aos

pontos de medição das velocidades no interior do forno, conforme seção 3.2.5.

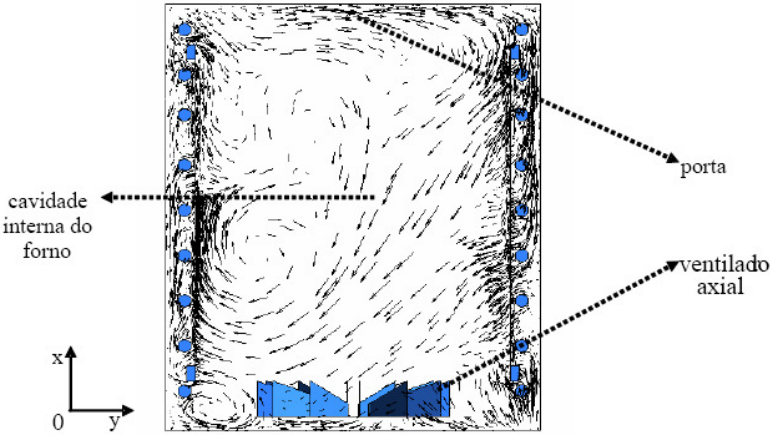


Figura 25: Vetores velocidade calculados no plano horizontal do forno correspondente à prateleira 8.

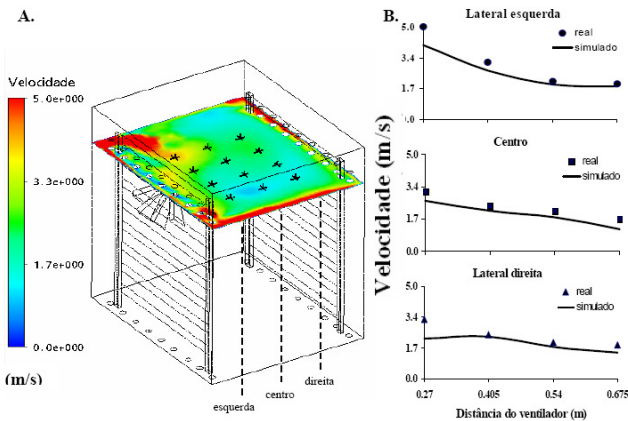


Figura 26: Perfil de velocidade de ar, prateleira 2: A) plano horizontal; B) linha lateral esquerda, linha central e linha lateral direita de medidas no plano indicado.

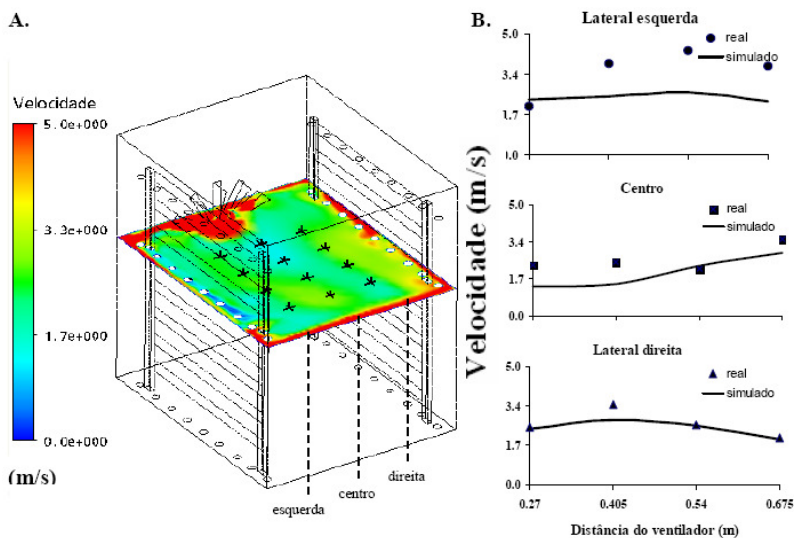


Figura 27: Perfil de velocidade de ar, prateleira 4: A) plano horizontal; B) linha lateral esquerda, linha central e linha lateral direita de medidas no plano indicado.

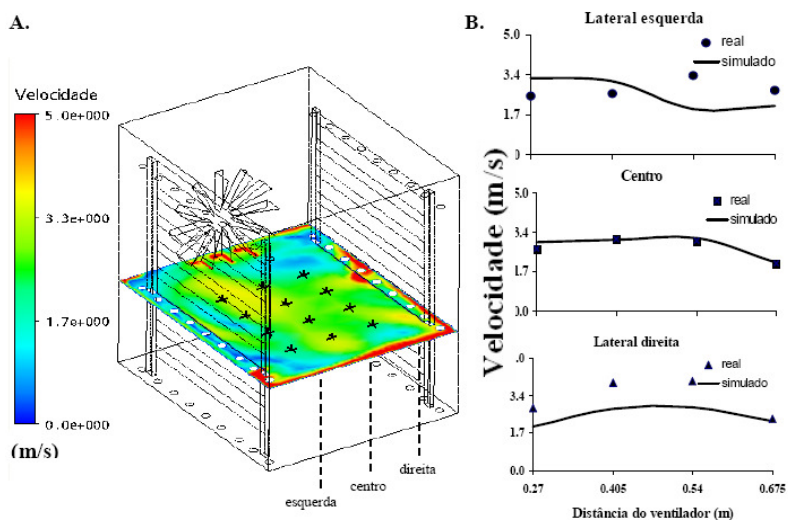


Figura 28: Perfil de velocidade de ar, prateleira 6: A) plano horizontal; B) linha lateral esquerda, linha central e linha lateral direita de medidas no plano indicado.

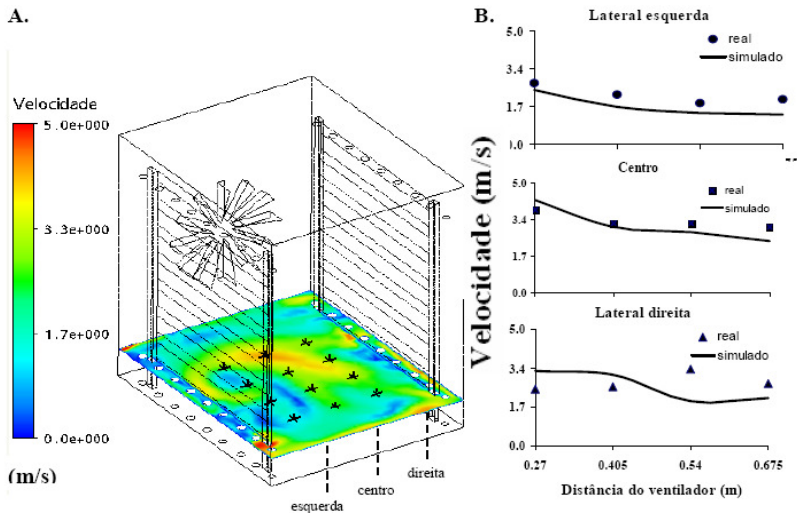


Figura 29: Perfil de velocidade de ar, prateleira 8: A) plano horizontal; B) linha lateral esquerda, linha central e linha lateral direita de medidas no plano indicado.

Conforme pode ser observado na Figura 26, Figura 27, Figura 28 e Figura 29, as maiores variações de velocidade do ar ocorrem junto ao ventilador e próximo dos tubos, como esperado. A proximidade das paredes também é responsável por gradientes bastante elevados de velocidade. A Tabela 6 apresenta o erro relativo médio obtido pelo modelo computacional de CFD com diferentes tamanhos de malhas numéricas em relação às médias das velocidades experimentais.

Tabela 6: Cálculo do erro e o tempo computacional para diferentes tamanhos de malhas numéricas.

Número de volumes	P (%)	CPU (min)
919.198	30,42	173
1.438.127	22,37	187
2.682.371	18,14	324

Como resultado, alguns erros poderiam ser produzidos a partir da simplificação da geometria do forno de convecção forçada de ar. Conforme apresentado na Tabela 6, comparando-se as velocidades reais medidas e as velocidades obtidas pelo modelo computacional, o menor erro relativo médio observado foi de 18,14%, utilizando o maior número de elementos de volume, 2.682.371. O erro é diminuído à medida que aumenta o tamanho da malha computacional, ou seja, o erro é reduzido linearmente com a redução do tamanho do número de volumes. É possível afirmar que o erro é consequência da discretização numérica das equações que regem o modelo. Estes modelos possuem uma precisão limitada, sistemas de ordem superior poderiam ser implementados, mas aumentariam o tempo computacional exponencialmente.

A magnitude deste erro está em concordância com os relatados na literatura sobre estudos CFD. Therdthai et al. (2004), relataram um erro médio de 37,31% , na simulação da velocidade de ar em forno industrial contínuo, utilizando fluidodinâmica computacional. Hoang et al. (2000), observaram um erro de 26-28,5%, utilizando um modelo CFD para simular o fluxo de ar em uma câmara frigorífica. Verboven et al. (2000) obtiveram um erro de 22% para predizer o fluxo de ar em um forno de convecção forçada.

O regime turbulento adotado foi de acordo com o modelo sugerido por Wong et al. (2007), o modelo k- ϵ , este modelo introduz duas novas variáveis no sistema de equações de Navier-Stokes para a redução do tempo computacional. Com essas duas propriedades do escoamento, formula-se uma viscosidade turbulenta relacionada à energia cinética turbulenta (k) e a taxa de dissipação da energia cinética (ϵ).

A Tabela 7 apresenta os erros relativos médios de velocidade de ar obtidos pelo modelo CFD nas prateleiras analisadas.

Tabela 7: Erro relativo médio da velocidade nas prateleiras.

Local	V_{exp}	V_{CFD}	P (%)
Prateleira 2	2,56	2,13	16,13
Prateleira 4	2,88	2,25	21,84
Prateleira 6	2,99	2,67	21,04
Prateleira 8	2,72	2,52	13,55

Conforme Tabela 7, as velocidades médias obtidas pelo modelo CFD são em média inferiores às velocidades experimentais, no entanto as curvas de velocidade de ar nas Figura 26B, Figura 27B, Figura 28B e Figura 29B apresentam uma tendência adequada com as maiores velocidades nas proximidades do ventilador. Neste tipo de equipamento o ar é succionando passando pelas pás da turbina que o empurra pela conduta interna saindo com um dado caudal (m^3/h) e uma dada pressão na direção radial ao seu eixo. As prateleiras 4 e 6, próximas ao ventilador, foram as que apresentaram maiores erros: 21,84% e 21,04%, respectivamente, evidenciando-se a incapacidade do modelo de prever corretamente as velocidades de ar nas regiões de maior turbulência. De acordo com Shih et al. (2008) e Bredell et al. (2006), para melhor prever o comportamento de um ventilador, é necessário realizar um refino de malha, aumentando o número de elementos de volume nas regiões próximas às lâminas.

4.3 Secagem da linguiça calabresa em forno industrial piloto

4.3.1 Coeficientes de transferência de calor

A distribuição espacial dos coeficientes de transferência de calor convectivos nas superfícies dos 6 corpos-de-prova (linguiças calabresas) estão apresentados na Figura 30AB.

Os valores dos coeficientes superficiais de transferência de calor foram a aproximados para um valor médio, e são apresentados na Tabela 8. De acordo com a mesma, os valores médios dos coeficientes convectivos variaram de 19,5 a 21,9 $W/m^2 K$. Os efeitos da turbulência e da velocidade do ar influenciam na magnitude dos coeficientes convectivos de transferência de calor, mas a pequena diferença encontrada, 1,4 $W/m^2 K$ em média, implica em pequenos gradientes de velocidade entre os corpos-de-prova. Provavelmente, canais de escoamento preferencial se formaram entre as peças dispostas em uma matriz alinhada conforme observado pela Figura 31A e B.

A Figura 31A e B apresenta as linhas de corrente de ar, na vista superior do forno, para a posição superior e inferior dos conjuntos de peças de linguiça calabresa.

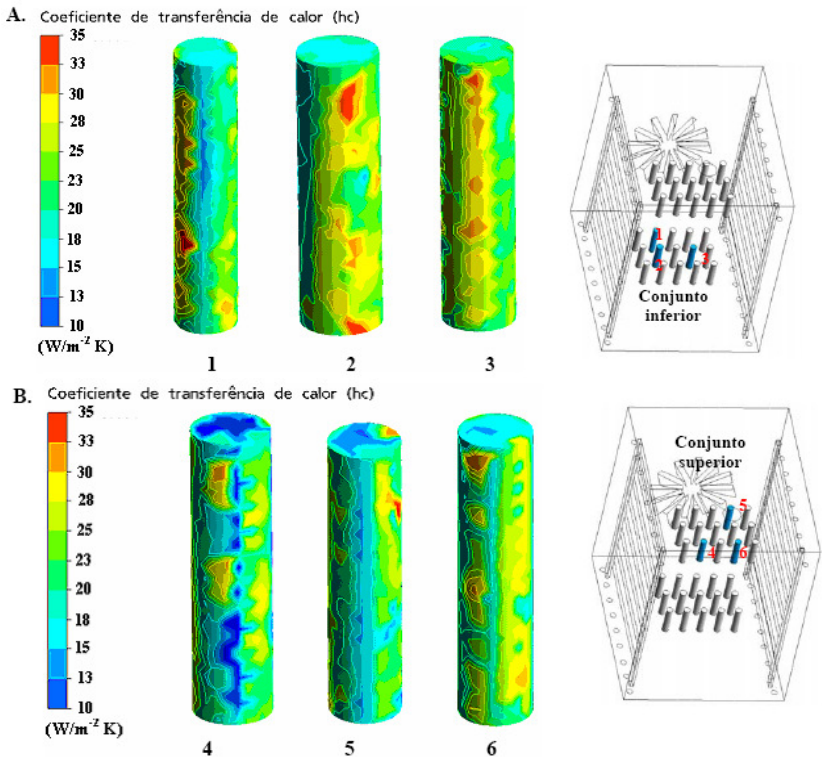


Figura 30: Distribuição dos coeficientes de transferência de calor superficiais e posição dos corpos-de-prova no interior do forno, A. Conjunto inferior, B. Conjunto superior.

Tabela 8: Valores médios dos coeficientes de transferência de calor superficiais.

Coeficiente de transferência de calor	Corpo-de-prova					
	1	2	3	4	5	6
h_c ($W/m^2 K$)	$21,0 \pm 5,0$	$19,5 \pm 4,0$	$21,0 \pm 4,0$	$21,1 \pm 5,0$	$21,6 \pm 5,0$	$21,9 \pm 4,0$

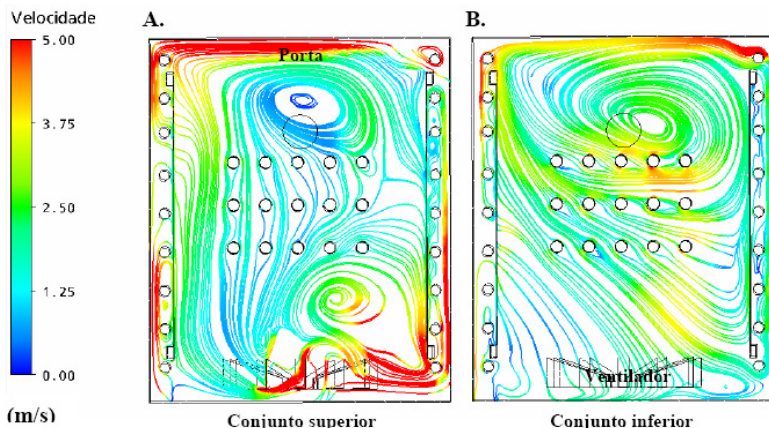


Figura 31: Representação das linhas de corrente de velocidade de ar no interior do forno (vista superior), A. Conjunto superior e B. Conjunto inferior de peças.

Na Figura 31AB, nota-se a presença de regiões de recirculação bem definidas no interior do forno. Estes grandes vórtices são causados pela turbulência gerada por este tipo de configuração de equipamento, que succiona o ar axialmente e o impulsiona radialmente.

A recirculação do ar e as baixas velocidades encontradas na cavidade central do forno justificam os coeficientes de transferência de calor relativamente baixos mas coerentes com a reduzida turbulência junto aos corpos de prova.

4.3.2 Coeficiente de Difusão Efetivo

Na tabela 9 são apresentados os valores dos coeficientes de difusão efetivos obtidos durante a secagem da linguiça calabresa no secador tipo túnel (seção 3.1) em diferentes condições de temperatura do ar. O coeficiente de difusão efetivo foi obtido por meio do ajuste do modelo matemático descrito pela Equação 41 aos dados experimentais de secagem. Geralmente, o coeficiente de difusão efetivo é utilizado devido à complexidade dos mecanismos de movimentação da água durante a secagem.

Tabela 9: Coeficientes de difusão efetivos (D_{ef}) ajustados às diferentes temperaturas (T) de secagem da linguiça calabresa.

$T (^{\circ}\text{C})$	$D_{ef} (\text{m}^2/\text{s})$
40	$6,52 \times 10^{-11}$
60	$1,58 \times 10^{-10}$
80	$2,15 \times 10^{-10}$

De acordo com a Tabela 9, observa-se que os valores do coeficiente de difusão efetivo aumentaram com o incremento da temperatura do ar de secagem, para um mesmo valor de umidade absoluta. Com o aumento da temperatura, a viscosidade da água diminui e, sendo a viscosidade uma medida da resistência do fluido ao escoamento, isso aumenta a difusão da água na linguiça calabresa, favorecendo a secagem. Além disso, outro fator que pode explicar o aumento do coeficiente de difusão efetivo é que, com a elevação da temperatura, aumenta-se o nível de vibração molecular das moléculas de água, o que também contribui para uma difusão mais rápida. Segundo Rizvi (1986), o coeficiente de difusão efetivo é dependente da temperatura do ar de secagem, além da variedade e composição dos materiais, dentre outros. O calor de sorção, que é uma medida da mobilidade da água dentro do produto, é outro fator que afeta a difusividade (MADAMBA *et al.*, 1996).

Durante a secagem da linguiça calabresa, os coeficientes de difusão apresentaram magnitudes entre $6,52 \times 10^{-11} \text{ m}^2/\text{s}$ e $2,15 \times 10^{-10} \text{ m}^2/\text{s}$, utilizando a média entre o raio inicial e final, para a faixa de temperatura de 40 a 80°C. A dependência do coeficiente de difusão com relação à temperatura do ar de secagem tem sido satisfatoriamente descrita pela equação de Arrhenius (CORRÊA *et al.*, 2007; GONELI *et al.*, 2007; DOYMAZ, 2005A; KONDJAYAN *et al.*, 2005; RAMESH, 2003)

A Figura 32 mostra os valores de $\ln(D_{ef})$ em função do inverso da temperatura absoluta ($1/T$).

A declividade da reta que representa a Equação de Arrhenius fornece a relação E_a/R , enquanto a sua interseção com o eixo das ordenadas na origem indica o valor de D_0 . A Equação 57 apresenta os coeficientes da equação ajustada para o coeficiente de difusão efetivo da linguiça calabresa, calculados de acordo com a Equação 53.

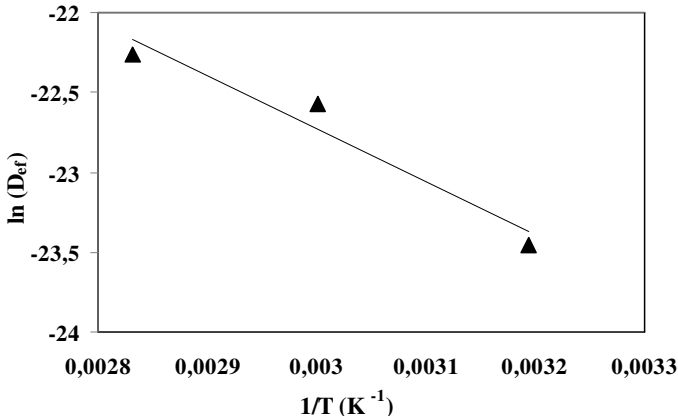


Figura 32: Representação linearizada da Equação de Arrhenius para o coeficiente de difusão, em função da temperatura do ar de secagem, durante a secagem da linguiça calabresa.

$$D_{ef}(T) = 2,90 \times 10^{-6} \exp\left(-\frac{27658}{R(T + 273,15)}\right) \quad (57)$$

Como pode ser observado na Equação 57, a energia de ativação para a difusão líquida da linguiça calabresa foi de aproximadamente 27,6 kJ/mol. O valor da energia de ativação calculada para a linguiça calabresa esta coerente com os valores relatados pela literatura: 25 kJ/mol para carne suína (KONDJOYAN *et al.*, 2005) e 28,1 kJ/mol para carne bovina (TRUJILLO *et al.*, 2005).

Segundo Sharma & Prasad (2004), termodinamicamente, energia da ativação representa a energia necessária para o rompimento da barreira que as moléculas de água encontram, durante o processo de secagem, ao migrarem do interior para a superfície do produto, sendo que energia de ativação mais baixa traduz-se em maior difusividade de água no produto. A redução na energia de ativação de um processo resulta de um aumento na energia média das moléculas, que fazem parte do processo. Nos processos de secagem, quanto menor a energia de ativação no modelo de Arrhenius, maior será a difusividade de água no produto. A energia de ativação é uma barreira que deve ser ultrapassada para que o processo de difusão possa ser desencadeado no produto (KASHANINEJAD *et al.*, 2007).

4.3.3 Curvas de secagem

Na Figura 33 apresentam-se os resultados da variação da umidade média adimensional para corpos-de-prova individuais em função do tempo para os dados observados experimentalmente e os simulados, sendo possível visualizar no canto superior direito a posição do corpo-de-prova no interior do forno.

Um modelo com o coeficiente de difusão variando em função da temperatura de secagem e uma condição de continuidade de fluxos difusivo e convectivo na superfície de evaporação (Biot finito) foram utilizados. Os resultados das predições do modelo apresentam boa concordância com as curvas experimentais do adimensional de umidade dos corpos-de-prova.

É possível observar que o modelo descreve nos 30 minutos iniciais a fase de aquecimento do material. Neste primeiro período ocorre o aquecimento gradual do produto e o aumento da pressão de vapor da água, juntamente com um incremento na taxa de secagem. Então ocorre um ponto de máximo para a taxa de secagem além do qual essa começa a diminuir em consequência do aumento da resistência interna ao deslocamento da umidade. Além disso, devido às variações nas condições externas observam-se oscilações na taxa de secagem ao longo do tempo. Neste caso, o efeito da temperatura nos parâmetros do modelo bi-paramétrico da isoterma de Oswin o qual prediz a umidade de equilíbrio superficial, regula o fluxo de massa na camada limite.

O coeficiente de transferência de massa convectivo (k_G) depende das condições externas, e para o ajuste do modelo aos dados experimentais calculou-se para o mesmo, o valor de $0,02 \text{ m}^2/\text{s}$.

O coeficiente de transferência de massa convectivo (k_G) depende das condições externas

Para avaliar a influência da temperatura no coeficiente de difusão efetivo, foi utilizada a equação de Arrhenius ajustada ao conjunto dos dados experimentais obtidos no secador tipo túnel (seção 4.3.2). Os resultados do modelo para o forno industrial piloto utilizando a Equação 57 não foram satisfatórios quando comparados aos dados experimentais obtidos no mesmo, sendo necessário aumentar o fator pré-exponencial da referida equação em 1,7 vezes para uma concordância adequada entre modelo e experimento.

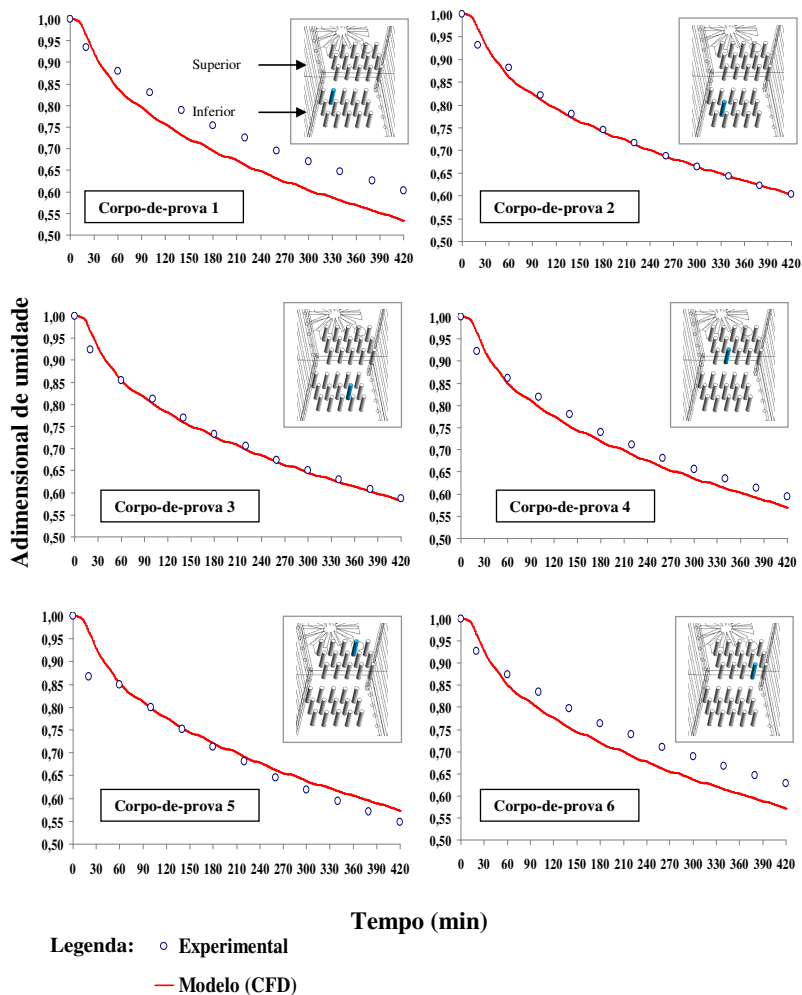


Figura 33: Curvas de redução de umidade média: comparação entre os dados experimentais e o Modelo (CFD) desenvolvido para a secagem da língua calabresa.

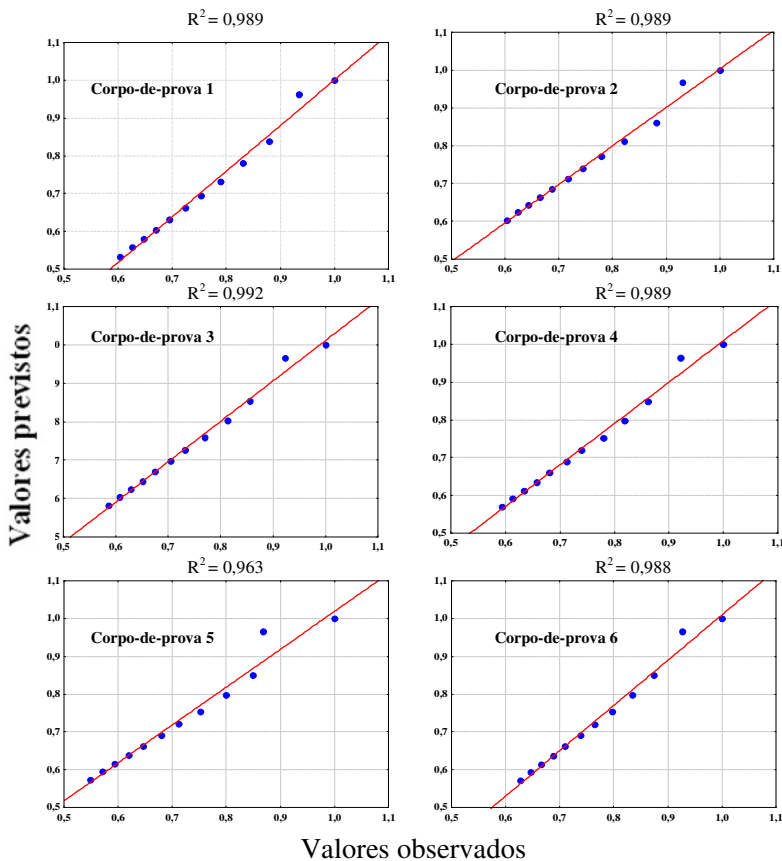


Figura 34: Comparação entre Valores preditos e Valores observados experimentalmente da umidade adimensional. A linha contínua corresponde à regressão linear, conforme apresentado em cada gráfico.

A Figura 34 mostra os valores observados experimentalmente em função dos valores preditos pelo modelo (CFD) desenvolvido, para os teores médios de umidade adimensional ao longo do processo da secagem da linguiça calabresa. Nos gráficos comparativos, observa-se que o modelo reproduz com boa concordância os resultados experimentais (com coeficientes de regressão superiores a 95%), podendo portanto representar adequadamente o sistema frente à variação das variáveis de processo nas faixas estudadas.

4.3.4 Temperatura interna

A variação da temperatura no centro dos corpos de prova no ensaio de secagem realizado no forno de convecção forçada é apresentada na Figura 35. O comportamento da temperatura interna dos corpos-de-prova durante o ensaio experimental de secagem apresentou fortes oscilações decorrentes das aberturas de porta durante o experimento. Isto indica que o processo de transferência de calor é bastante sensível às condições externas em contraste com a transferência de massa a qual é controlada pelo coeficiente de difusão interna.

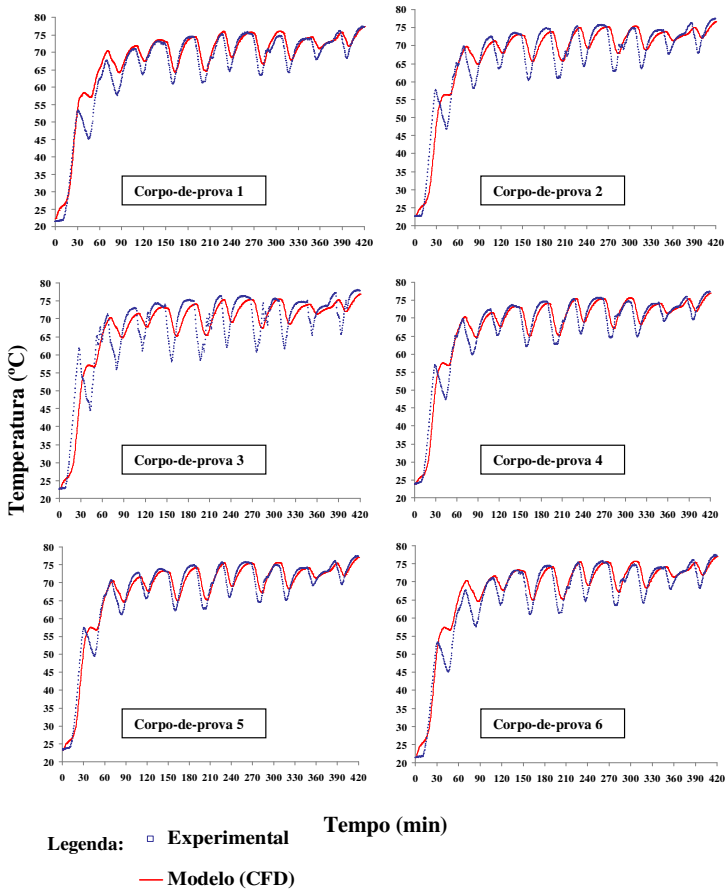


Figura 35: Temperatura no centro do produto: comparação entre o modelo (CFD) desenvolvido e os dados experimentais de secagem da linguiça calabresa.

Os valores médios dos coeficientes convectivos de transferência de calor superficiais calculados pelas simulações computacionais (CFD) foram de aproximadamente $20 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, no entanto devido às velocidades experimentais serem em média superiores ao modelo foi necessário corrigir este valor. Neste caso, o erro de 18,14% na previsão das velocidades internas do forno, seção 4.2 estudada anteriormente, deve ter se propagado para os coeficientes de transferência de calor estimados pelo modelo. Com a Equação 26 calculou-se o valor teórico de h_c e o valor obtido foi de $40 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. Segundo Kondjoyan *et al.* (2006), o grau relativamente elevado de incerteza sobre os coeficientes de transferência de calor pode estar relacionado às grandes variações tempo-espaço das velocidades do ar com a correspondente intensidade turbulenta não coberta pelo modelo.

A Figura 36 apresenta a velocidade de secagem em função do teor de umidade do sólido para o corpo-de-prova 3 (tomado como um exemplo representativo).

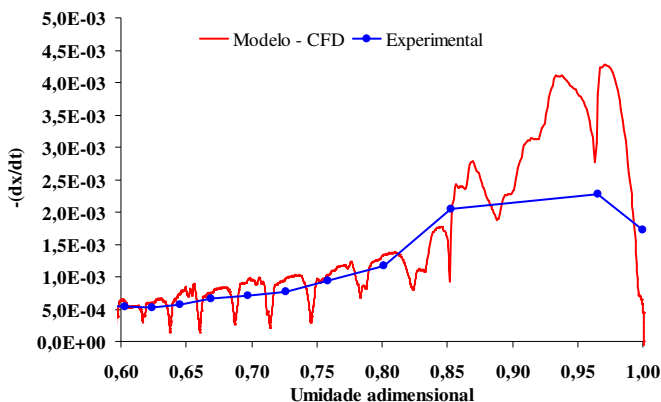


Figura 36: Comparação entre a simulação e os dados experimentais da evolução da taxa de secagem em função do teor de umidade no sólido (corpo-de-prova 3).

O fato da temperatura no corpo de prova variar de maneira sensível, repercute prontamente sobre a taxa de secagem prevista pelo modelo, mas de forma suavizada sobre os valores experimentais devido ao número menor e limitado de medidas durante o ensaio, conforme pode ser observado na Figura 36. Além disso, observa-se na mesma figura que ocorre uma elevação nas taxas iniciais de secagem devido aos efeitos de aquecimento do material pelo ar de secagem. No modelo, esse

comportamento aparece amplificado devido à dificuldade de abrangência das equações que quantificam o fluxo de umidade na superfície do material, notadamente as Equações 36 e 37, na descrição correta dos transientes iniciais de transferência de calor e massa. Essa dificuldade também traz conseqüências sobre as curvas de aquecimento do material, governado pela Equação 33, e sobre as próprias curvas de secagem (Figura 33), produzindo anomalias (desvio do comportamento experimental) nos primeiros 15 minutos de aquecimento, conforme pode ser constatado nos gráficos da Figura 35.

CAPÍTULO V

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

5.1 Conclusões

Baseado nos resultados obtidos, conclui-se que:

- 1) A metodologia de forte embasamento fenomenológico adotada no secador tipo túnel e no forno de convecção forçada de ar, que inclui a comparação entre dados experimentais e resultados de simulação numérica, permitiu a validação do modelo CFD, revelando-se como uma ferramenta útil para o desenvolvimento de modelos e métodos em fluidodinâmica computacional aplicados aos processos de secagem.
- 2) O emprego da fluidodinâmica computacional mostrou-se viável para simular a secagem da linguiça calabresa no secador tipo túnel, apresentando precisão e exatidão satisfatórias para o modelo desenvolvido, pois sua validação apresentou erro relativo médio igual a 1,30% e $R^2=0,987$ na temperatura de 60°C e 1,40% e $R^2=0,997$ na temperatura de secagem de 80°C. O modelo utilizado permitiu calcular os coeficientes de transferência de calor na superfície do produto com consistência fenomenológica face ao sistema estudado. O perfil de temperatura simulado apresentou erro relativo médio igual a 1,41% e $R^2= 0,960$ em relação aos resultados experimentais.
- 3) Um modelo tridimensional CFD foi desenvolvido para simular a dinâmica do fluxo de ar no interior de um forno de convecção forçada. As velocidades de ar no estado estacionário obtidas pelo modelo computacional foram comparadas com os resultados experimentais por meio de medidas de erro. Os resultados foram consistentes com as médias reais de velocidade, apresentando um erro relativo médio de 18,14%.
- 4) A secagem experimental de um conjunto de peças de linguiça calabresa em um forno industrial de convecção forçada foi realizada e os resultados comparados com os valores preditos pelo modelo desenvolvido. Os resultados das medidas de correlação adotadas indicam boa concordância com os

resultados observados experimentalmente. A necessidade de ajuste de alguns parâmetros do modelo, como o aumento do coeficiente convectivo de transferência de calor, deu-se devido à incapacidade do modelo de prever fluxos com intensidade turbulenta muito elevada. O software de simulação Ansys-CFX adota modelos de turbulência que são baseados em aproximações exigindo malhas muito refinadas, aumentando consideravelmente o tempo computacional.

- 5) A versatilidade de códigos de CFD, para trabalhar com geometrias quaisquer, foi o grande incentivador para a realização desta pesquisa na área de secagem e termofluidodinâmica de um forno industrial. Julga-se, portanto, que o modelo desenvolvido juntamente com as metodologias afins podem se constituir em elementos valiosos para o diagnóstico, projeto e/ou otimização de fornos e secadores industriais.

5.2 Sugestões para Trabalhos Futuros

No decorrer deste trabalho inúmeros questionamentos surgiram, os quais poderiam ser investigados como uma extensão do estudo desenvolvido. Devido à gama de fenômenos envolvendo um forno de convecção forçada e o processo de secagem, algumas sugestões foram listadas e os questionamentos mais pertinentes estão apresentados a seguir:

- 1) Otimização do processo de secagem utilizado na indústria. Diminuição do tempo de secagem da linguiça calabresa garantindo a qualidade do produto cárneo, evitando a formação de crosta (encolhimento) superficial, assegurando a temperatura de cozimento e a redução de umidade ao nível desejado.
- 2) Incorporação no modelo desenvolvido o fenômeno de encolhimento do material durante a secagem.
- 3) Estudar o fenômeno de difusão da fumaça durante o processo de secagem/defumação de produtos cárneos ou embutidos, avaliando os efeitos da temperatura e umidade relativa do ar utilizado.
- 4) Determinar a influência dos modelos de turbulência sobre os coeficientes convectivos superficiais de transferência de calor.

REFERÊNCIAS

- ABIEPCS. Associação Brasileira Ind. Prod. Exp. Carne Suína. São Paulo, SP, 2007.
- AKTERIAN, G. G. Control strategy using functions of sensitivity for thermal processing of sausages. *Journal of Food Engineering*, v.31, p.449-455, 1997.
- ANDERSON, J. D. *Computational Fluid Dynamics – The Basics with Applications*. McGraw-Hill International Editions, 1995.
- AOAC - ASSOCIATION OF OFFICIAL ANALYTICAL CHEMISTS. *Official Methods of Analysis*, ed.14, v.1, 1995.
- ASSUNÇÃO, A.B.; PENA, R.S. Comportamento higroscópico do resíduo de camarão-rosa. *Ciência e Tecnologia de Alimentos*, v.27, n.4, p.782-789, 2007.
- AYROSA A.M.I.B.; MAIZATO, M.J.S.; POLAKIEWICZ, B., *et al.* Estudo do comportamento higroscópico do pericárdio bovino liofilizado. *Revista Matéria*, v.12, n.02, p.313-321, 2007.
- BARROZO, M. A. S.; SARTORI, D. J .M.; FREIRE, J. T. Secagem de grãos em camada fina: um estudo sobre as equações de secagem. *revista Brasileira de Engenharia Química*, v. XIV, n.1, 1998.
- BREDELL, J.R., KRÖGER, D. G., THIART, G.D., Numerical investigation of fan performance in a forced draft air-cooled steam condenser. *Applied Thermal Engineering*, v.26, p.846-856, Jun. 2006.
- BROOKER, D. B.; BAKKER-ARKEMA, F.W; HALL, C. W. *Drying cereal grains*. Connecticut, The AVI Publishing Company, Inc, 1974.
- CAVALCANTE, J. A. *Análise experimental da cinética de secagem da alga marinha *Sargassum sp.** Campinas: Faculdade de Engenharia Química, UNICAMP, 2003. 169 p. Tese de Doutorado.

CAVALCANTI, R. S.; FARIAS NETO, S. R.; VILAR, E. O. A computational fluid dynamics study of hydrogen bubbles in an electrochemical reactor. *Braz. arch. biol. technol.*, v. 48, 2005 .

CHEN, X.D. Modeling thermal processing using computational fluid dynamics (CFD). In... SUN, D.W. *Thermal food processing: new technologies and quality issues*. Boca Raton: CRC Press, 2006.

CHIRIFE, J. Fundamentals of the drying mechanism during dehydration of foods. In: MUJUMDAR, A. *Advances in drying*. Washington/ New York/London. Ed. Hemisphere Publishing Corporation, v.3, p. 73-102, 1983.

CHOURASIA, M. K.; GOSWAMI, T. K. Steady state CFD modeling of airflow, heat transfer and moisture loss in a commercial potato cold store. *International Journal of Refrigeration*, v.30, p. 672-689, 2007.

COLLINS, E.M. The partial pressures of water in equilibrium with aqueous solutions of sulfuric acid. *Journal of Physical Chemistry*, v.37, p. 1191-1203, 1933.

CORRÊA, P. C.; RESENDE, O.; MARTINAZZO, A. P.; GONELI, A. D.; BOTELHO, F. M. Modelagem matemática para a descrição do processo de secagem do feijão (*Phaseolus vulgaris* L.) em camadas delgadas. *Engenharia Agrícola*, v.27, n.2, p.501-510, 2007.

CRANK, J. *The mathematics of diffusion*. 2.ed. Oxford:Clarendon Press, 1975. 414p.

DANDAMRONGRAK, R. G.; YOUNG, G.; MASON, R. Evaluation of various pre-treatments for the dehydration of banana and selection of suitable drying models. *Journal of Food Engineering*, v.55, p.139-146, 2002.

DAUDIN, J. D., KONDOYAN, A., SIRAMI, J. Water and salt transfers analysis in drying of sausages. In *Proceedings of the 38th International Congress of Meat Science and Technology*, Clermont-Ferrand, France, 1992.

DOYMAZ, I. Drying behavior of green beans. *Journal of Food Engineering*, v.69, p.161-165, 2005a.

DUARTE, C. R. Estudo Experimental e de Simulação da Fluidodinâmica e Recobrimento em Leito de Jorro. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia-MG, 197p., 2006.

EMBRAPA. Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária. Brasília, DF, 2007.

FONTES, C.E., SILVA, L.F.L.R., LAGE, P.L.C., RODRIGUES, R.C., Introdução a Fluidodinâmica Computacional. Escola Piloto Virtual, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2005.

FORTES, M.; OKOS, M.R. Drying theories: their bases and limitations as applied to foods na grains. In: MUJUMDAR, A. S. Advances in Drying. Washington: McGraw-Hill, v.1 p. 119-154, 1980.

FREIRE, F. N. A.; SILVA, M. E. V.; ZAPATA, J. F. F.; MAIA, G. A. Desidratação de músculo de pescado em bancada experimental de secagem. Brazilian Journal of Food Technology, v.6, n.2, p.273-278, 2003.

GALARÇA, M. M. Transferência de Calor Combinando Convecção e Radiação Térmica no Interior de Dutos de Geradores de Vapor Fumutubulares. Porto Alegre, RS: Universidade Federal do Rio Grande do Sul – Faculdade de Engenharia Mecânica. Dissertação de Mestrado, 2006.

GEANKOPLIS, C. Transport and Unit Operations. 2nd Ed. Prentice-Hall International Inc. New Jersey, USA. 921p.1983.

GHANI, A. G. A.; FARID, M. M. Using the computational fluid dynamics to analyze the thermal sterilization of solid-liquid food mixture in cans. Innovative Food Science & Emerging Technologies, v. 7, p. 55-61, 2006.

GONELI, A. L. D.; CORRÊA, P. C.; RESENDE, O.; REIS NETO, S. A. Estudo da difusão de umidade em grãos de trigo durante a secagem. Ciência e Tecnologia de Alimentos, V.27, n.1, p.135-140, 2007.

HOANG, M. L., VERBOVEN, P., DE BAERDEMAEKER, J., NICOLAÏ, B. M., Analysis of the air flow in a cold store by means of

computational fluid dynamics, International Journal of Refrigeration, v.23, pp.127-140, Mar. 2000.

HOLMAN, J.P. Heat transfer. 2.ed. New York: McGraw Hill. 1968.

HU, Z.; SUN, D.W. CFD simulation of heat and moisture transfer for predicting cooling rate and weight loss of cooked ham during air-blast chilling process. [Journal of Food Engineering](#), v.46, Issue 3, p.189-197. 2000.

IGUAZ, A.; LOPEZ, A.; VIRSEDA, P. Influence of air recycling on the performance of a continuous rotary dryer for vegetable wholesale by-products. [Journal of Food Engineering](#), v.54, p.289-297, 2002.

IUPAC – International Union of Pure and Applied Chemistry. Reporting physisorption data for gas/solid systems. Pure and Applied Chemistry, v.57, n.4, p.603-619, 1985.

KANNAN, A.; SANDAKA, G. Heat transfer analysis of canned food sterilization in a still retort. [Journal of Food Engineering](#), v.88, n.2, p.213-228, 2008.

KARATHANOS, V. T.; BELESSIOTIS, V. G. Application of thin-layer equation to drying data of fresh and semi-dried fruits. [Journal Agriculture Engineering Research](#), V.74, p.355-361, 1999.

KARATHANOS, V.T. Determination of water content of dried fruits by drying kinetics. [Journal of Food Engineering](#), n.39, p.337-334, 1999.

KASHANINEJAD, M.; MORTAZAVI, A.; SAFEKORDI, A.; TABIL, L.G. Thin-layer drying characteristics and modeling of pistachio nuts. [Journal of Food Engineering](#), v.78, p.98-108, 2007.

KAYA, A.; AYDIN, O.; DINCER, I. Experimental and numerical investigation of heat and mass transfer during drying of Hayward kiwi fruits (*Actinidia Deliciosa* Planch). [Journal of Food Engineering](#), v.88, n.3, p.323-330, 2008.

KONDOJOYAN, A.; ROUAUD, O.; McCANN, M. S.; HAVET, M.; FOSTER, A.; SWAIN, M.; DAUDIN, J.D. Modelling coupled heat–water transfers during a decontamination treatment of the surface of

solid food products by a jet of hot air. I. Sensitivity analysis of the model and first validations of product surface temperature under constant air temperature conditions. *Journal of Food Engineering*, v.27, n.1, p.53-62, 2006.

KOTTKE, V.; DAMM, H.; FISCHER, A.; LEUTZ, U Engineering aspects in fermentation of meat products. *Meat Science*, v.43, p. 243–255, 1996.

LIMA L.C., DUARTE, M. A. V., VERÇOSA JR., J. B. L., COUTO, V. M. Um anemômetro de filme quente alternativo à corrente constante. *Revista Tecnologia*, Fortaleza, v.28, n.2, p.172-177, Dez. 2007.

LOURENÇO, R.O. Identificação e monitoramento de regimes de escoamento em leito de jorro. Uberlândia: Engenharia Química, UFU, 2006. 109 p. Dissertação de Mestrado.

MADAMBA, P.S.; DRISCOLL, R.H.; BUCKLE, K.A. The thin layer drying characteristic of garlic slices. *Journal of Food Engineering*, v.29, p.75-97, 1996.

MALISKA, C. R. Transferência de calor e mecânica dos fluídos computacional. LTC, Rio Janeiro, 1995.

MALISKA, C. R., Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional. Ed. LTC-Livros Técnicos e Científicos Editora S. A. Rio de Janeiro, 2004.

MARCOTTE, M.; TAHERIAN, A.R.; KARIMI, Y. Thermophysical properties of processed meat and poultry products. *Journal of Food Engineering*, v.88, n.3, p.315-322, 2008.

MATELLI, M. B. H.; MILANEZ, F. H. Thermal characteristics of a thermosyphon heated enclosure. *International Journal of Thermal Sciences*, v.45, p.504-510, 2006.

MATHIOULAKIS, E.; KARATHANOS, V.T.; BELESSIOTIS, V.G. Simulation of air movement in a dryer by computational fluid dynamics: application for the drying of fruits. *Journal of Food Engineering*, v.36, n.2, p. 183–200, 1998.

MAYTA, S.M.A.; MASSARANI, G.; PINTO, J.C. Modeling of grain drying in continuous cross-flow sliding bed dryers. The Canadian Journal of Chemical Engineering, v.74, 1996.

McCORMICK, P.Y.; PORTER, H.F.; LUCAS, R.L.; WELLS, D.F. Solids drying fundamentals. In: PERRY, R.H. and CHILTON, C.H. Chemical engineer's handbook. McGraw Hill Book Company, 5.ed., section 20:1-16, 1983.

MEIER, H. F. Modelagem fenomenológica e simulação bidimensional de ciclones por técnicas da fluidodinâmica computacional, Campinas: Faculdade de Engenharia Química, Unicamp, 1998, 210p. Tese (doutorado).

MELO FILHO, A. B.; BISCONTINI, T. M. B.; ANDRADE, S. A. C. Level nitrite and nitrate in sausages commercialized in metropolitan region of Recife. Ciência e Tecnologia de Alimentos, v.24, n.3, 2004.

MIRADE, P.S. Prediction of the air velocity field in modern meat dryers using unsteady computational fluid dynamics (CFD) models. Journal of Food Engineering, V.60, p. 41-48, 2003.

MIRADE, P.S., KONDJOYAN, A., DAUDIN, J. D., Three-dimensional CFD calculations for designing large food chillers. Computers and Electronics in Agriculture, v.34, pp.67-88, May 2002.

MIRADE, P.S.; DAUDIN, J.D.; DUCEPT, F.; TRYSTRAM, G.; CLÉMENT, J. [Characterization and CFD modelling of air temperature and velocity profiles in an industrial biscuit baking tunnel oven](#). Food Research International, v.37, p.1031-1039, 2004.

MIRADE, P.S.; DAUDIN, J.D. A numerical study of the airflow patterns in a sausage dryer. Drying Technology, v.18, 1&2, p. 81–97, 2000.

MISTRY, H.; GANAPATHI-SUBBU.; DEY, S.; BISHNOI, P.; CASTILLO, J.L. Modeling of transient natural convection heat transfer in electric ovens. Applied Thermal Engineering, v.26, p.2448–2456, 2006.

MOHAPATRO, D.; RAO, P.S. A thin layer drying model of parboiled wheat. Journal of Food Engineering, v.66, n.4, p.513-18, 2005.

MOLINA-FILHO, L.; PEDRO, M. A. M.; TELIS-ROMERO, J.; BARBOZA, S. H. R. Influência da temperatura e da concentração de cloreto de sódio (NaCl) nas isotermas de sorção da carne de tambaqui (*Colossoma Nacroparum*). *Ciência e Tecnologia de Alimentos*, V.26, n.2, p.453-458, 2006.

MUJUMDAR, A.; S. Principles, classification, and selection of dryers. In: MUJUMDAR, A.S. *et al.* Hand-book of Industrial Drying. New York: Taylor & Francis Group, LLC, 3 ed, p. 4-31, 2006.

Mujumdar, A.S. Handbook of industrial drying. New York: Marcel Dekker. V.1, 1995.

NORTON, T.; SUN, D.W. Computational fluid dynamics (CFD)-an effective and efficient design and analysis tool for the food industry: A review. *Trends in Food Science & Technology*. Volume 17, n.11, p 600-620, 2006.

OBUZ, E.; POWELL, T.H.; DIKEMAN, M.E. Simulation of cooking cylindrical beef roasts. *Lebensmittel-Wissenschaft und-Technologie*, v.35, n.8, p.637-644, 2002.

OKADA, M.; VITALI, A.A.; CARVALHO, R.; NETO, R.O.TY.; JARDI, D.C.P. Fundamentos sobre a secagem de sólidos. In: Travaglini, D.A. Desidratação de frutas e hortaliças – manual técnico. Campinas (SP). ITAL: p. 1-38, 1987.

PAGE, G.E. Factors influencing the maximum rates of air drying shelled corn in thin-layer. Indiana-USA: Perdue University, 1949 (M. Sc. Thesis). In: BARROZO, M. A. S.; SARTORI, D. J .M.; FREIRE, J. T. Secagem de grãos em camada fina: um estudo sobre as equações de secagem. *Revista Brasileira de Engenharia Química*, v. XIV, n.1, 1998.

PAGE, J.-F, L.; CHEVARIN, C.; KONDOJOYAN, A.; DAUDIN, J.-D.; MIRADE, P.-S. Development of an approximate empirical-CFD model estimating couple heat and water transfers of stacked food products placed in airflow. *Journal of Food Engineering*, v.92, p.208-216, 2009.

PARK, K. J.; BIN, A.; BROD, F.P.R. Obtenção das isotermas de sorção e modelagem matemática para a pera Bartlett (*Pyrus sp.*) com e sem

desidratação osmótica. *Ciência e Tecnologia de Alimentos*, V.21, n.1, p.73-77, 2001.

PARK, K.J.; BROD, F.P.R.; ALONSO, L.F.T. Secagem de produtos agrícolas. In: XI SEMAGRI – SEMANA DE ENGENHARIA AGRÍCOLA DA UNICAMP. Campinas (SP): Agrológica – Empresa Júnior de Engenharia Agrícola, p. 41-55, 1999.

PHAM, Q. T. Finite element model for beef chilling using CFD-generated heat transfer coefficients. *International Journal of Refrigeration*, v.32, p. 102-113, 2009.

PINO, J. C.; LAGE, P. L. C. Métodos numéricos em problemas de engenharia química. Rio de Janeiro –RJ. E-Papers, 2001.

PRADO, C.S., SANTOS, W.L.M., CARVALHO, C.R. *et al.* Antimicrobial activity of lactic acid bacteria isolated from Brazilian dry fermented sausages against *Listeria monocytogenes*. *Arquivo Brasileiro de Medicina Veterinária e Zootecnia*, vol. 52, n. 4, p. 417-423, 2000.

RAMESH, M.N. Moisture transfer properties of cooked rice during drying. *Journal of Food Science*, v.36, p.245-255, 2003.

RIZVI, S.S.H. Thermodynamic properties of foods in dehydration. In M. A. Rao & S.S. H. Rizvi (Eds), *Engineering properties of foods*. NY: Marcel Dekker Inc., 1986.

SANTOS, K.G. Estudo da Fluidodinâmica do Leite de Jorro por CFD com Malhas Tridimensionais. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia-MG, 128p., 2008.

SANYAL, N., BHATTACHARYYA, B., MUNSHI, S. An analog non-linear signal conditioning circuit for constant temperature anemometer. *Measurement*, London, v. 39, n. 4, p. 308-311, 2006.

SHARMA, G. P.; PRASAD, S. Effective moisture diffusivity of garlic cloves undergoing microwave- convective drying. *Journal of Food Engineering*, Davis, v. 65, n. 4, p. 609-617, 2004.

SHIH, Y. C.; HOU, H.C.; CHIANG, H. On similitude of the cross flow fan in a split-type air-conditioner. *Applied Thermal Engineering*, v.28, p.1853-1864, 2008.

SIMAL, S.; FEMENIA, A.; PASCUAL, G.P.; ROSSELLÓ, C. Simulation of the drying curves of a meat-based product: effect of the external resistance to mass transfer. *Journal of Food Engineering*. n.58, p.193-199, 2003.

SINGH, R. P.; HELDMAN, D. R. *Introducción a la Ingeniería de los Alimentos*, Editoriel Acribia, S.A, 1993.

STIGTER, J. D.; SCHEERLINCK, N.; NICOLAÏ, B.; VAN IMPE, J. F. Optimal heating strategies for a convection oven. *Journal of Food Engineering*, v.48, p.335-344, 2001.

SUN, D.; HU, Z. CFD simulation of coupled heat and mass transfer through porous foods during vacuum cooling process. *International Journal of. Refrigeration*, v.26, p.19-27, 2003.

TEIXEIRA NETO, R.O. Levantamento e aplicação de isotermas. In: JARDIM, D.C.P. *I Seminário sobre atividade de água em alimentos*. Campinas: Ital, 1987. Resumos.

THERDTHAI, N.; ZHOU, W.; ADAMCZAK, T. Three-dimensional CFD modeling and simulation of the temperature profiles and airflow patterns during a continuous industrial baking process. *Journal of Food Engineering*, v.65, p.599-608, 2004.

THORPE, G.R. Ambient air properties in aeration. In: S. Navarro and R.T. Noyes, Editors, *The Mechanics and Physics of Modern Grain Aeration Management*, CRC Press, Boca Raton, p. 84, 2001.

THORPE, G.R. The application of computational fluid dynamics codes to simulate heat and moisture transfer in storage grains. *Journal of Stored Products Research*, v.44, p. 21-31, 2008.

TRUJILLO, F.J.; PHAM, Q.T. A computational fluid dynamic model of the heat and moisture transfer during beef chilling. *International Journal of Refrigeration*, v.29, p. 998-1009, 2006.

VAZ, M. O. Geração de Malhas de Elementos Finitos Triangulares em Domínios Planos Usando o Método de Avanço de Fronteira. Dissertação de Mestrado, Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curitiba, 153p., 2003.

VERBOVEN, P., SCHEERLINCK, N., DE BAERDEMAEKER, J., NICOLAÏ B. M. Computational fluid dynamics modeling and validation of the isothermal airflow in a forced convection oven. *Journal of Food Engineering*, v.43, p.41-53, Jan. 2000.

WAGNER, M.K.; MOBERG, L.J. Present and futures use of traditional antimicrobials. *Food Technology*, v.43, p.143-147, 155, 1989.

WONG, S. Y., ZHOU, W., HUA, J. CFD modeling of an industrial continuous bread-baking process involving U-movement. *Journal of Food Engineering*, v.78, pp.888-896, 2007.

YLINIEMI, LEENA. Advanced Control of Rotary Dryer. university of Oulu, Oulu. 1999. Dissertation.

ZUCCHINI, R. R.; IAMASHITA, C.O.; CHUI, Q. S. H. Técnicas de separação granulométricas utilizadas para a redução das incertezas de materiais de referência. *Revista Analytica*, n.6, 2003.

APÊNDICE

Tabela A.1: Dados experimentais da secagem da linguiça tipo calabresa em secador tipo túnel com a temperatura do ar de secagem de 40°C.

Tempo (min)	X/X_0	$(X-X_e/X_0-X_e)$
0	1,000	1,000
20	0,952	0,950
40	0,952	0,950
50	0,943	0,941
70	0,940	0,937
90	0,936	0,933
110	0,931	0,927
130	0,927	0,923
150	0,921	0,918
170	0,918	0,914
190	0,912	0,908
210	0,905	0,900
230	0,903	0,898
250	0,898	0,893
270	0,894	0,889
290	0,891	0,885
310	0,887	0,881
330	0,883	0,877
350	0,883	0,877
370	0,881	0,875
390	0,880	0,873
410	0,880	0,873
430	0,878	0,872
450	0,878	0,872
470	0,878	0,872
490	0,881	0,875
510	0,881	0,875
530	0,852	0,845
550	0,842	0,833
570	0,840	0,831
590	0,840	0,831
610	0,829	0,820
630	0,822	0,812
650	0,818	0,808
670	0,809	0,799
690	0,805	0,795
710	0,802	0,791

Tempo (min)	X/X_0	$(X-X_e/X_0-X_e)$
730	0,794	0,783
750	0,791	0,779
770	0,789	0,778
790	0,782	0,770
810	0,778	0,766
830	0,774	0,762
850	0,769	0,756
870	0,767	0,755
890	0,763	0,751
910	0,762	0,749
930	0,760	0,747
950	0,774	0,762
970	0,753	0,739
990	0,751	0,737
1010	0,743	0,730
1030	0,742	0,728
1060	0,740	0,725

Tabela A.1: Dados experimentais da secagem da linguiça tipo calabresa em secador tipo túnel com a temperatura do ar de secagem de 60°C.

Tempo (min)	X/X_0	$(X-X_e/X_0-X_e)$
0	1,000	1,000
20	0,958	0,956
40	0,931	0,928
50	0,903	0,899
70	0,882	0,877
90	0,863	0,857
110	0,843	0,837
130	0,824	0,816
150	0,811	0,803
170	0,800	0,791
190	0,782	0,773
210	0,770	0,760
230	0,742	0,731
250	0,735	0,723
270	0,726	0,714
290	0,716	0,704
310	0,707	0,694
330	0,693	0,680

Tempo (min)	X/X_0	$(X-X_e/X_0-X_e)$
350	0,673	0,659
370	0,672	0,658
390	0,659	0,644
410	0,652	0,637
430	0,642	0,627
450	0,630	0,614
470	0,619	0,603
490	0,610	0,593
510	0,598	0,581
530	0,592	0,575
550	0,589	0,571
570	0,575	0,557
590	0,570	0,551
610	0,561	0,542
630	0,555	0,536
650	0,548	0,528
670	0,542	0,522
690	0,533	0,513
710	0,530	0,510
730	0,522	0,501
750	0,519	0,498
770	0,515	0,494
790	0,506	0,485
810	0,498	0,476
830	0,495	0,474
850	0,490	0,468
870	0,483	0,461
890	0,477	0,455
910	0,473	0,451
930	0,465	0,442
950	0,462	0,439
970	0,458	0,434
990	0,454	0,431
1010	0,449	0,425
1030	0,441	0,417
1060	0,438	0,415

Tabela A.2: Dados experimentais da secagem da linguiça tipo calabresa em secador tipo túnel com a temperatura do ar de secagem de 80°C.

Tempo (min)	X/X_0	$(X-X_e/X_0-X_e)$
0	1,000	1,000
20	0,932	0,929
40	0,883	0,876
50	0,849	0,841
70	0,817	0,807
90	0,790	0,779
110	0,765	0,752
130	0,749	0,736
150	0,731	0,717
170	0,711	0,695
190	0,693	0,676
210	0,673	0,655
230	0,652	0,634
250	0,639	0,619
270	0,628	0,607
290	0,612	0,591
310	0,598	0,576
330	0,589	0,567
350	0,571	0,548
370	0,560	0,536
390	0,551	0,526
410	0,535	0,510
430	0,524	0,498
450	0,519	0,493
470	0,510	0,484
490	0,503	0,476
510	0,503	0,476
530	0,481	0,453
550	0,479	0,450
570	0,476	0,448
590	0,460	0,431
610	0,451	0,422
630	0,445	0,415
650	0,442	0,412
670	0,438	0,407
690	0,433	0,403
710	0,415	0,384
730	0,411	0,379
750	0,402	0,369
770	0,397	0,365

Tempo (min)	X/X_0	$(X-X_e/X_0-X_e)$
790	0,391	0,357
810	0,386	0,353
830	0,381	0,348
850	0,377	0,343
870	0,377	0,343
890	0,377	0,343
910	0,370	0,336
930	0,368	0,334
950	0,363	0,329
970	0,359	0,324
990	0,352	0,317
1010	0,350	0,315
1030	0,345	0,310
1060	0,343	0,305

As Figuras A1 e A2, são as condições de contorno usadas na simulação: temperatura e umidade relativa interna do forno de convecção forçada.

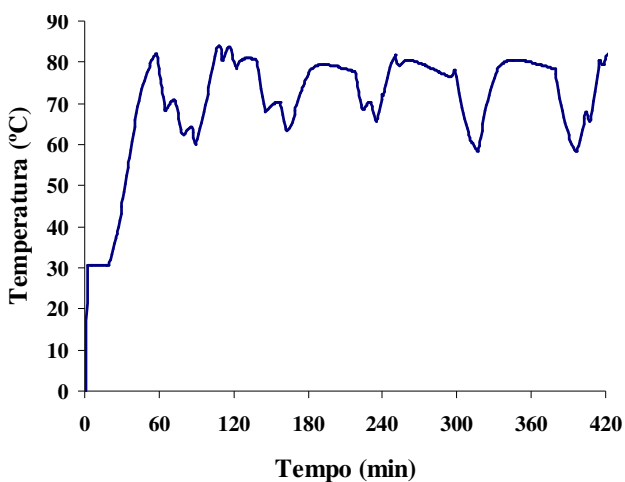


Figura A1: Temperatura interna do forno de convecção forçada.

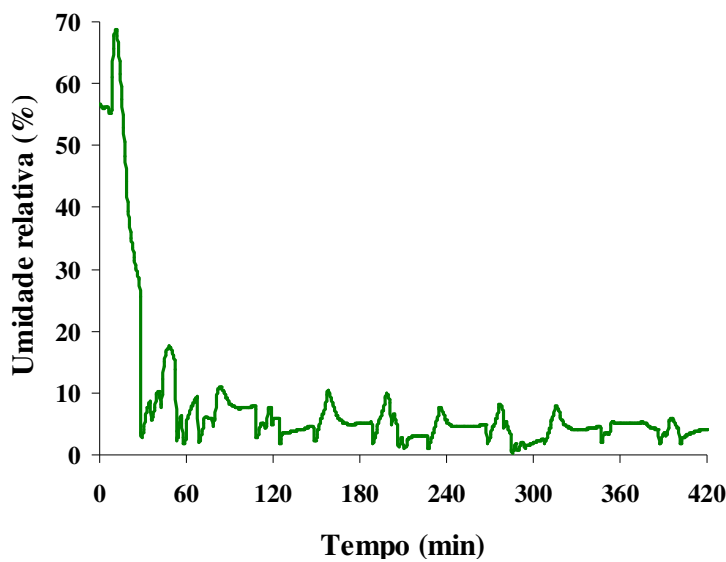


Figura A2: Umidade relativa interna do forno de convecção forçada.

Tabelas A.3: Dados experimentais e simulados da secagem dos corpos-de-prova no forno industrial de convecção forçada.

Corpo-de-prova 1		
Tempo (min)	Experimental (X/X ₀)	Modelo (CFD) (X/X ₀)
0	1,000	1,000
20	0,934	0,962
60	0,879	0,837
100	0,830	0,779
140	0,790	0,731
180	0,754	0,694
220	0,725	0,662
260	0,695	0,630
300	0,670	0,603
340	0,647	0,580
380	0,625	0,557
420	0,604	0,533

Corpo-de-prova 2		
Tempo (min)	Experimental (X/X ₀)	Modelo (CFD) (X/X ₀)
0	1,000	1,000
20	0,931	0,967
60	0,882	0,860
100	0,822	0,812
140	0,780	0,771
180	0,745	0,740
220	0,717	0,713
260	0,688	0,686
300	0,665	0,663
340	0,643	0,643
380	0,623	0,623
420	0,603	0,603

Corpo-de-prova 3		
Tempo (min)	Experimental (X/X ₀)	Modelo (CFD) (X/X ₀)
0	1,000	1,000
20	0,923	0,966
60	0,855	0,853
100	0,813	0,802
140	0,770	0,759
180	0,733	0,726
220	0,705	0,698
260	0,675	0,669
300	0,651	0,645
340	0,629	0,624
380	0,608	0,603
420	0,586	0,581

Corpo-de-prova 4		
Tempo (min)	Experimental (X/X ₀)	Modelo (CFD) (X/X ₀)
0	1,000	1,000
20	0,922	0,964
60	0,862	0,849
100	0,818	0,797
140	0,779	0,752
180	0,740	0,719
220	0,712	0,689
260	0,681	0,660
300	0,657	0,635
340	0,634	0,613
380	0,613	0,592
420	0,593	0,569

Corpo-de-prova 5		
Tempo (min)	Experimental (X/X ₀)	Modelo (CFD) (X/X ₀)
0	1,000	1,000
20	0,868	0,966
60	0,849	0,850
100	0,799	0,798
140	0,752	0,754
180	0,712	0,720
220	0,680	0,691
260	0,646	0,662
300	0,619	0,638
340	0,594	0,616
380	0,571	0,595
420	0,548	0,573

Corpo-de-prova 6		
Tempo (min)	Experimental (X/X ₀)	Modelo (CFD) (X/X ₀)
0	1,000	1,000
20	0,927	0,965
60	0,874	0,850
100	0,834	0,797
140	0,797	0,753

Corpo-de-prova 6		
Tempo (min)	Experimental (X/X_0)	Modelo (CFD) (X/X_0)
180	0,764	0,720
220	0,738	0,690
260	0,710	0,661
300	0,688	0,636
340	0,667	0,615
380	0,647	0,594
420	0,628	0,571

As Figuras A.3 a A.8 representam o perfil espacial de umidade dos corpos de prova.

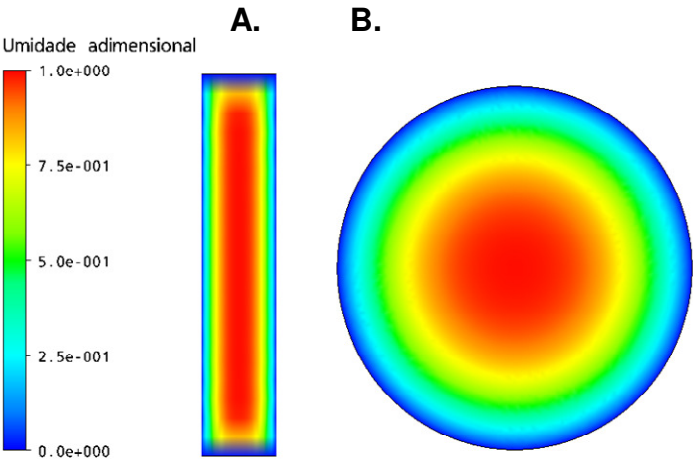


Figura A.3: Umidade adimensional final, corpo-de-prova 1, A. longitudinal B. radial.

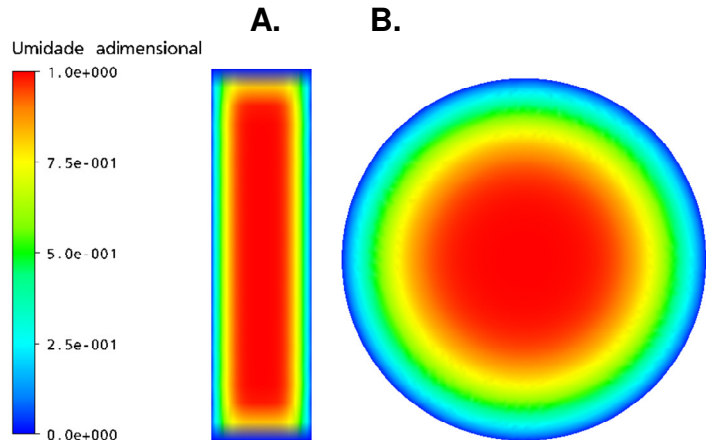


Figura A.4: Umidade adimensional final, corpo-de-prova 2,
A. longitudinal B. radial.

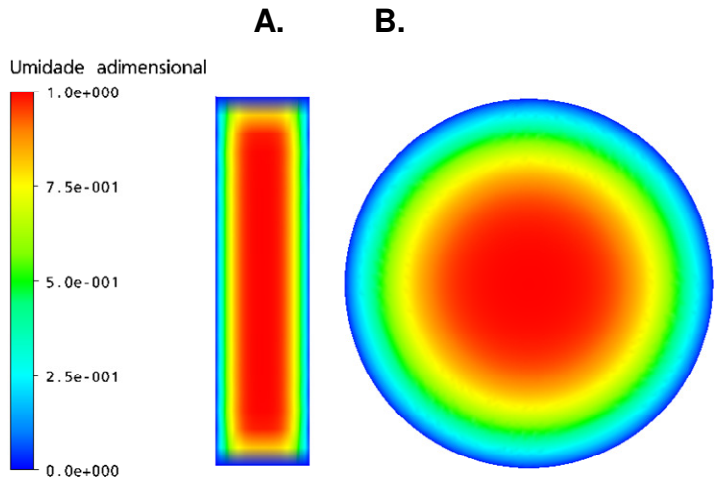


Figura A.5: Umidade adimensional final, corpo-de-prova 3,
A. longitudinal B. radial.

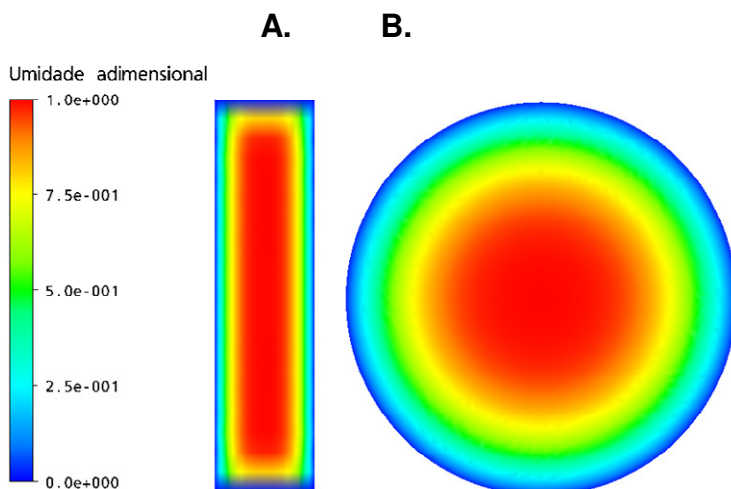


Figura A.6: Umidade adimensional final, corpo-de-prova 4, A. longitudinal B. radial.

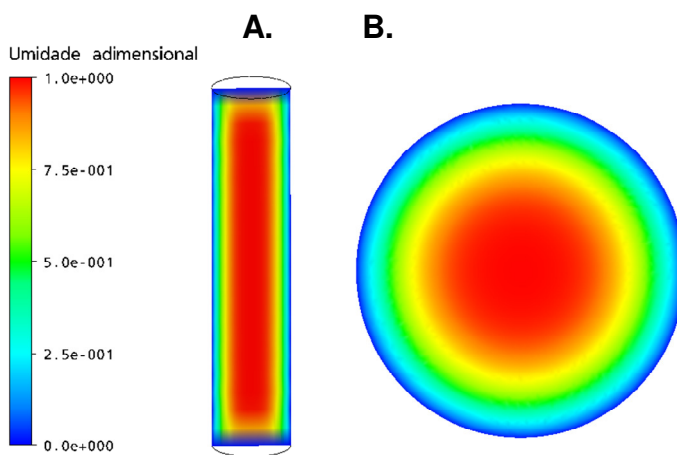


Figura A.7: Umidade adimensional final, corpo-de-prova 5, A. longitudinal B. radial.

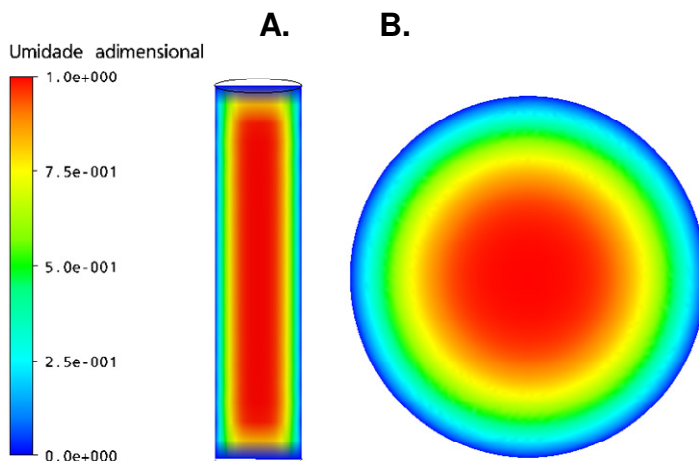


Figura A.8: Umidade adimensional final, corpo-de-prova 5,
A. longitudinal B. radial.

Os equipamentos utilizados nos ensaios de secagem da linguiça calabresa estão apresentado nas Figuras A3 e A4, respectivamente.



Figura A3: Secador tipo túnel (LABOPE-LAFETE/UFSC).



Figura A4: Forno de cocção com convecção forçada de ar (LABTUCAL/UFSC).